



Optimisation d'opérations industrielles de pliage par la méthode des éléments finis

Virginie Pouzols

► To cite this version:

Virginie Pouzols. Optimisation d'opérations industrielles de pliage par la méthode des éléments finis. Autre. Université de Grenoble, 2011. Français. NNT : 2011GRENA002 . tel-00722228

HAL Id: tel-00722228

<https://theses.hal.science/tel-00722228>

Submitted on 1 Aug 2012

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

THÈSE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE GRENOBLE

Spécialité : **Génie Mécanique et Matériaux**

Arrêté ministériel : 7 août 2006

Présentée par

Virginie POUZOLS

Thèse codirigée par **Pascale BALLAND** et
Laurent TABOUROT

préparée au sein du **Laboratoire SYMME**
dans l'**École Doctorale SISEO**

Optimisation d'opérations industrielles de pliage par la méthode des éléments finis

Thèse soutenue publiquement le **21 Janvier 2011**,
devant le jury composé de :

M Pierre VACHER

Professeur Université de Savoie, Président

M Pierre-Yves MANACH

Professeur Université de Bretagne-Sud, Rapporteur

M Tudor BALAN

Maître de Conférences HDR Arts et Métiers Paristech Metz, Rapporteur

M Philippe DAL SANTO

PRAG HDR Arts et Métiers Paristech Angers, Examineur

M Hervé LOUCHE

Professeur Université de Montpellier II, Examineur

M Frédéric BAISSÉ

Responsable simulation A.Raymond SARL, Examineur

Mme Pascale BALLAND

Maître de Conférences Université de Savoie, Co-directeur de thèse

M Laurent TABOUROT

Professeur Université de Savoie, Co-directeur de thèse



« La science ? Après tout, qu'est-elle, sinon une longue et systématique curiosité ? »
André Maurois (1885-1967)

Le pliage est un procédé a priori élémentaire de mise en forme des tôles métalliques. La complexité des pièces techniques actuelles rend cependant pointues les opérations de pliage industriel. Le retour élastique apparaissant sur les pièces complexes après retrait des outils ne peut plus être anticipé simplement.

Le problème posé est alors typique en mécanique : trouver la géométrie finale du flan en fonction des conditions aux limites imposées en forces et déplacements. Formellement, cela revient à résoudre un système d'équations différentielles dépendant du temps et des variables d'espace dont les conditions initiales sont données par les conditions aux frontières du volume. Le modèle de plasticité choisi pour le matériau et son identification sont déterminants pour la qualité de la solution.

On réduit dans la mesure du possible la complexité du problème général par des hypothèses simplificatrices. L'intégration des équations réduites s'effectue alors analytiquement ou par une intégration numérique simplifiée. Toutefois les hypothèses nécessaires sont ici trop réductrices et limitent l'application à des cas d'école.

Le pliage industriel ne peut finalement être modélisé qu'avec un code éléments finis. Celui-ci reproduit les phénomènes rencontrés lors d'un pliage industriel : courbure anticlastique, décalage de la fibre neutre, estampage... Une discussion est menée pour voir sous quelles conditions une simulation 2D diminuant les temps de calculs s'applique. Ces modèles fiabilisés sont utilisés couplés avec des méthodes d'analyses modales des défauts de forme pour optimiser les outillages.

Mots-clés :

Pliage, caractérisation, méthode des éléments finis, optimisation

Apparently, bending seems to be a basic sheet metal forming process. Nevertheless, the current technical part complexity implies accurate industrial bending processes. Springback phenomenon which occurs in complex parts upon tools removal can't be easily predicted.

This problem is typical in mechanics: to find the right blank geometry depending on the boundary conditions imposed in terms of efforts and displacements. It means solving differential equations in regard with time and space variables, whose initial conditions are given by the volume boundary conditions. The chosen plasticity model and its identification are crucial for the quality of the solution.

The general problem complexity is reduced as much as possible thanks to simplifying assumptions. The reduced equations integration is performed in an analytical way or thanks to a simplified numerical integration. However, the needed assumptions are too restrictive and the implementation is reduced to textbook cases.

Industrial bending process can only be modelled by finite element code. The latter reproduces phenomena encountered during industrial bending processes: anticlastic curvature, neutral layer shifting, coining... A discussion is conducted to find out in which conditions a 2D simulation, that allows shorter calculation time, can be applied. These reliable models are used coupled with modal analysis methods of form errors to optimize tools.

Key words:

Bending, characterization, finite element method, optimization

Remerciements

Ce travail de thèse a été effectué dans le cadre d'un contrat CIFRE accordé par l'Agence Nationale de la Recherche et de la Technologie. Ce contrat a été conclu entre l'entreprise A.Raymond S.A.R.L. et le laboratoire SYstèmes et Matériaux pour la Mécatronique.

Je tiens, dans un premier temps, à remercier Bernard Houte, Directeur Général d'A.Raymond S.A.R.L., de m'avoir accueillie au sein de son établissement.

J'exprime toute ma gratitude à mes responsables de thèse. Je remercie mes directeurs de thèse, Pascale Balland, Maître de conférences à l'Université de Savoie et Laurent Tabourot, Professeur à l'Université de Savoie, pour m'avoir guidée dans la démarche scientifique de ce projet et pour le soutien et la confiance qu'ils m'ont accordés. Mes remerciements s'adressent également à mon encadrant industriel, Frédéric Baisse, pour m'avoir renouvelé sa confiance suite au stage de Master 2 et pour ses conseils avisés.

Je remercie Pierre-Yves Manach, Professeur à l'Université de Bretagne-Sud, et Tudor Balan, Maître de Conférences HDR au centre de Metz des Arts et Métiers Paristech, pour la qualité de leur rapport et leurs remarques enrichissantes. Je tiens à remercier Pierre Vacher, Professeur à l'Université de Savoie, d'avoir accepté de présider ce jury de thèse. Je remercie également Philippe Dal Santo, Professeur Agrégé HDR au centre d'Angers des Arts et Métiers Paristech, et Hervé Louche, Professeur à l'Université de Montpellier II, pour avoir examiné ce travail.

J'adresse mes sincères remerciements à Hugues Favrelière, ancien doctorant du SYMME, pour son aide précieuse dans l'exploitation des mesures des bagues.

Je remercie tous les membres du laboratoire SYMME pour leur accueil et leur sympathie lors des mes séjours à Annecy. Un grand merci à Awa, Jihène, Barbara et Fabien pour leur soutien, le partage de leur expérience de thésard et leur amitié.

J'ai eu la chance de collaborer avec de nombreuses personnes appartenant à différents services de l'entreprise A.Raymond (bureau d'études produits et outillages, qualité, pool) et je les remercie chaleureusement de m'avoir consacré du temps et d'avoir participé à ce projet. Merci à Delphine, Jimmy, Sylvain, J.-D., Nicolas Dabe et Francis Sageot.

Enfin, j'exprime ma profonde reconnaissance à ma famille et mes amis (Nico, Emilie, Gaëlle, Sophie Mathieu, Sophie Morel, Irina et Géraldine) pour leur soutien quotidien et leurs encouragements.

Table des matières

Résumé	4
Abstract	6
Remerciements	8
Table des matières	10
Liste des figures	14
Liste des tableaux	18
 Introduction générale.....	 20
 Chapitre 1 Analyse de l'existant	 24
1 Typologie et vocabulaire du pliage	24
2 Synoptique de fabrication des pièces métal chez A.Raymond.....	27
2.1 Réception lot matière	29
2.2 Déroulage de la bobine et redressage	31
2.3 Perçage et pilotage	31
2.4 Découpage et conformation sous presse	31
2.4.1 Les presses à arcades	31
2.4.2 Les presses à coulisseaux multiples	33
2.5 Après la sortie de la presse	33
3 La conception d'outillage au BEO d'A.Raymond	34
4 Identification des points critiques de la chaîne de valeur par l'AMDEC.....	36
5 Piste de solution choisie : la simulation numérique	41
6 Présentation du cas industriel traité dans ce travail	43
7 Conclusion	46
 Chapitre 2 Comportement des bagues anti-fluage en pliage et caractérisation fine des matériaux.....	 48
1 Campagne de mesure des bagues anti-fluage.....	48
1.1 Description des mesures effectuées	48
1.2 Résultats de la campagne de mesure.....	51
1.3 Mesurage des bagues par la MMT avec palpeur	52
1.4 Exploitation des données de la MMT avec palpeur : la Décomposition Modale Discrète (DMD)	54
1.4.1 Nombre de points de mesure minimum.....	55
1.4.2 Construction de la base modale de l'élément géométrique nominal	56
1.4.3 Association du nuage de points de mesure à un élément géométrique idéal.....	57
1.4.4 Décomposition modale discrète	58
1.4.5 Exploitation des résultats.....	58
2 Modélisation du comportement mécanique du matériau	61
2.1 Données sur l'essai de traction uniaxiale.....	63
2.1.1 Description du dispositif expérimental.....	63
2.1.2 Déformations et contraintes de l'essai de traction.....	65
2.1.3 Apport de la corrélation d'images	67
2.2 Exploitation des résultats.....	69
2.2.1 Identification des paramètres de la zone élastique	69
2.2.2 Evolution du module d'Young avec la déformation plastique	73
2.2.3 Identification de la limite élastique R_e	76
2.2.4 Ecrouissage isotrope.....	77
2.2.5 Critères de plasticité	77

2.2.6 Sensibilité de l'écoulement à la vitesse de déformation.....	80
3 Conclusion	81
Chapitre 3 Analyse des mécanismes induits par le pliage.....	84
1 Modèle analytique dans le cas $(R/e) > 4$	85
1.1 Résolution du problème.....	86
1.2 Confrontation du modèle avec l'expérience	90
1.2.1 Description de l'expérience de pliage en l'air.....	90
1.2.2 Simulation analytique de l'expérience de pliage en l'air	92
1.2.3 Application du programme aux bagues anti-fluage.....	95
2 Limites de la théorie développée	97
2.1 Le décalage de la fibre neutre et la variation de l'épaisseur	97
2.2 L'effet Bauschinger	103
3 Limite de l'hypothèse de déformation plane : la flexion anticlastique	105
3.1 Constat et définition.....	105
3.2 La flexion anticlastique dans les domaines élastique et plastique	105
3.3 Explication du phénomène	107
4 Limites liées à l'outillage.....	107
4.1 Bifurcation du contact.....	108
4.1.1 Constat et définition	108
4.1.2 Explication	108
4.2 La lubrification	109
4.3 L'écrouissage local	109
5 Conclusion	110
Chapitre 4 Modélisation numérique du pliage	114
1 Mise en donnée des modèles 2D et 3D	115
1.1 Géométries et maillage	115
1.2 Modélisation du comportement du matériau	117
1.3 Choix de la méthode de résolution	119
1.4 Modélisation du chargement du serre-flan	120
1.5 Cinématique de pliage	120
1.6 Contacts et frottement.....	124
2 Exploitation des résultats du modèle numérique 2D.....	125
2.1 Calage de la simulation.....	126
2.2 Analyse de sensibilité du modèle 2D.....	129
2.2.1 Influence des paramètres du modèle de comportement du matériau.....	129
2.2.2 Influence du coefficient de frottement	130
2.2.3 Influence de la méthode de résolution.....	130
2.2.4 Influence de l'écart minimal entre les poinçons et l'enclume	131
2.2.5 Influence des rayons de poinçons.....	131
2.3 Décomposition modale discrète.....	132
2.3.1 Confrontation des résultats pour le C67S.....	134
2.3.2 Confrontation des résultats pour le P-FLEX	136
3 Résultats du modèle 3D	137
3.1 Influence de l'augmentation de la masse volumique	138
3.2 Décomposition modale discrète.....	141
4 Discussion sur les origines possibles des écarts entre les défauts de forme mesurés et simulés ..	143
5 Conclusion	144
Chapitre 5 Optimisation de l'outillage	148
1 Etat de l'art des méthodes employées	149
1.1 La compensation du retour élastique	149
1.2 Les plans d'expériences.....	150
1.2.1 Généralités sur les plans d'expériences.....	150

1.2.2 Application des plans d'expériences au procédé de pliage	154
2 Optimisation du pliage en V	155
3 Optimisation de la bague anti-fluage	163
3.1 Optimisation du mode d'ouverture par la méthode de compensation du retour élastique....	164
3.2 Optimisation des modes prépondérants par un plan d'expérience composite centré	167
4 Conclusion	171
Conclusion générale et perspectives.....	172
Bibliographie	178
Annexe 1 – Dimensions du gabarit de découpe	184
Annexe 2 - Dimensions de la matrice utilisée dans l'expérience de pliage en l'air	185

Liste des figures

Figure 1. Exemples de pièces métalliques produites par A.Raymond SARL	20
Figure 2- Pliage en V [Web1 10]	25
Figure 3- Pliage en U [Web1 10]	25
Figure 4- Pliage en L ou en tombé de bord [Web1 10]	25
Figure 5- Schéma de l'état de contrainte dans l'épaisseur du flan en flexion [Joseph 03].....	26
Figure 6. Synoptique de fabrication des pièces métal chez A.Raymond.	28
Figure 7. Défauts de forme de la tôle [Web2 10].	30
Figure 8. Partie basse d'un outil à suivre pour une pièce poinçonnée, découpée puis pliée.	32
Figure 9. Vue d'ensemble d'un outil sur presse à coulisseaux multiples BIHLER.....	33
Figure 10. Schéma de fonctionnement d'un tiroir.	35
Figure 11. Schéma de fonctionnement d'une bascule.....	35
Figure 12. Diagramme 6M générique pour la recherche des causes de l'AMDEC chez A.Raymond. .	38
Figure 13. Diagramme 6M du mode défaut de conformation.	40
Figure 14. Courbe de traction nominale du C67S avec repérage des caractéristiques mécaniques fournies par le bon de livraison.	42
Figure 15. Bague anti-fluage dans son logement.	43
Figure 16. Les deux types d'entrefer suivant la hauteur de la bague.....	44
Figure 17. Représentation de l'outillage de conformation de la bague anti-fluage.	45
Figure 18. Extrait du plan qualité de la bague anti-fluage.....	46
Figure 19. Schéma de définition des pliages concave et convexe [Mkaddem 07b].	50
Figure 20. Schéma de prise de mesure par MMT avec palpeur. A gauche : construction du repère sur le plan supérieur. A droite : Vue d'ensemble des prises de mesure.....	53
Figure 21. Mode concave d'un cylindre [Favrelière 09].....	55
Figure 22. Mode trilobe du cylindre [Favrelière 09].....	56
Figure 23. 24 premiers modes naturels du cylindre [Favrelière 09].....	57
Figure 24. Déviations (en mm) du nuage de points par rapport à l'élément géométrique associé.	59
Figure 25. Spectre modal de la bague en C67S.....	60
Figure 26. Modes prépondérants de la bague en C67S.	60
Figure 27. Reconstruction de la géométrie avec 30 modes à gauche et 100 modes à droite.....	61
Figure 28. Tableau des paramètres matériaux du C67S [Spittel 09].....	63
Figure 29. Dimensions en mm de l'éprouvette de traction : à gauche en C67S et à droite en P-FLEX.	64
Figure 30. Schéma du dispositif expérimental de l'essai de traction.	65
Figure 31. Courbes de traction nominale et vraie du P-FLEX pour une vitesse de 10 mm/min dans la direction du laminage.	67
Figure 32. Etats de déformation homogène et hétérogène sur la zone utile de l'éprouvette visualisés avec 7D.....	68
Figure 33. Courbes de traction vraies obtenues par l'extensomètre et par la corrélation d'images pour le P-FLEX pour la vitesse d'essai 10 mm/min dans la direction du laminage.....	69
Figure 34. Modules d'Young du P-FLEX et du C67S avec mesure des déformations par l'extensomètre.	71
Figure 35. Coefficients de Poisson au cours de l'essai de traction avec jauges de déformation.	72
Figure 36. Modules d'Young au cours de l'essai avec jauges de déformation et extensomètre.	72
Figure 37. Profil du chargement des essais cyclés de charge-décharge pour le C67S non-trempé.....	73
Figure 38. Module d'Young du XC38 identifié en traction en fonction de la déformation plastique [Morestin 96].....	74
Figure 39. Définitions des paramètres du modèle de comportement élastique [Morestin 96].	74
Figure 40. Modules d'élasticité expérimentaux et recalculés par le modèle en fonction de la déformation plastique pour le matériau C67S.....	75
Figure 41. Modules d'élasticité expérimentaux et recalculés par le modèle en fonction de la déformation plastique pour le matériau P-FLEX.	76
Figure 42. Courbes de référence du C67S suivant trois directions de traction par rapport à celle de laminage pour la vitesse 5 mm/min.....	77

Figure 43. Déformations plastiques transverses en fonction des déformations plastiques dans l'épaisseur.	78
Figure 44. Courbes de référence du C67S pour trois vitesses de déformation.	80
Figure 45. Courbes de référence du P-FLEX pour deux vitesses de déformation.	81
Figure 46. Schéma explicatif de la flexion d'une section sous l'application de deux moments autour de l'axe z, de même amplitude mais de signes opposés.	85
Figure 47. Dispositif expérimental pour l'essai de flexion en l'air.	91
Figure 48. Angle mesuré sur l'éprouvette après retour élastique.	91
Figure 49. Comparaison des profils de la simulation numérique et reconstruits par le modèle analytique pour différents pas de discrétisation du profil (ds).	92
Figure 50. Courbe de référence expérimentale déformations vraies-contraintes vraies de l'acier C67S épaisseur 0,5 mm à l'état trempé.	93
Figure 51. Distribution de la contrainte dans l'épaisseur à la fin du pliage et après retour élastique pour la section sous le nez du poinçon ($R = 12,5$ mm).	93
Figure 52. Distribution de la contrainte dans l'épaisseur à la fin du pliage et après retour élastique pour une section pliée avec un rayon de 40 mm.	94
Figure 53. Profils simulés par Abaqus et par le modèle analytique après retour élastique pour 20 fibres et un pas de discrétisation du profil de 0,01 mm.	95
Figure 54. Déformation d'un petit élément durant le pliage.	99
Figure 55. Comparaison des résultats de deux modèles analytiques avec l'expérience pour les trois matériaux orientés dans le sens du laminage. A gauche, le retour élastique en fonction de l'angle de pliage et à droite, l'épaisseur relative η le long du profil pour un pliage à 90° [Heller 06].	102
Figure 56. Schématisation de l'effet Bauschinger lors d'un essai de traction-compression.	104
Figure 57. Eprouvette pliée par flexion en l'air montrant une courbure anticlastique après son retour élastique.	105
Figure 58. (a) Graphique de la déflexion normalisée par rapport à l'épaisseur en fonction de la position dans la largeur, pour différentes valeurs de β ; (b) rapport des contraintes transverses sur longitudinales en fonction de la position dans la largeur pour différentes valeurs de β [Wang 05].	106
Figure 59. Répartition du moment fléchissant le long du profil pour un cas de flexion trois points.	109
Figure 60. Modélisation de la géométrie du flan pour les modèles 2D et 3D.	115
Figure 61. Géométrie paramétrée des outillages de la bague anti-fluage.	117
Figure 62. Déplacements réels des poinçons en fonction du temps.	121
Figure 63. Vitesses réelles des poinçons en fonction du temps.	121
Figure 64. Déplacement des poinçons calculés à partir des approximations proposées par Abaqus.	123
Figure 65. Vitesses des poinçons calculées à partir des approximations proposées par Abaqus.	124
Figure 66. Conditions aux limites du modèle 3D de mise en forme.	125
Figure 67. Conditions aux limites du modèle 2D de mise en forme.	125
Figure 68. Carte de contraintes longitudinales dans le flan après retour élastique pour un nombre d'éléments dans l'épaisseur croissant.	128
Figure 69. Nuage de points mesurés et projetés sur l'élément géométrique nominal pour le P-FLEX.	133
Figure 70. Déformées du flan en P-FLEX à deux instants de la mise en forme : a) au début de la fermeture par le poinçon inférieur ; b) à la fin de la course du poinçon inférieur.	133
Figure 71. Coordonnées modales des bagues réelle et simulée en C67S.	135
Figure 72. Modes prépondérants des bagues réelle et simulée en C67S.	135
Figure 73. Coordonnées modales des bagues réelle et simulée en P-FLEX.	136
Figure 74. Modes prépondérants des bagues réelle et simulée en P-FLEX.	136
Figure 75. Evolution des énergies cinétiques et internes en fonction du temps pour différents facteurs de mass scaling (MS).	139
Figure 76. Comparaison des profils de la tôle lors du contact avec le poinçon supérieur pour différentes valeurs de mass scaling.	139
Figure 77. Diamètres moyens des bagues mesurée et simulées pour différents valeurs de mass scaling (MS).	140
Figure 78. Spectres modaux des bagues mesurée et simulée.	141
Figure 79. Modes prépondérants de la bague mesurée et simulée.	142

Figure 80. Diagramme d'Ishikawa des origines possibles des écarts entre les défauts de forme simulés et réels.	146
Figure 81. Principes des méthodes de Displacement Adjustment (a) et Force Descriptor (b) [Gan 04]	150
Figure 82. a) Plan composite centré pour 3 facteurs et b) Plan de Box-Behnken pour 3 facteurs	152
Figure 83. Courbes de référence en fonction de la vitesse de déformation (en s^{-1}) pour le C67S non-trempé épaisseur 0,5 mm.	156
Figure 84. Géométrie cible de l'éprouvette après retour élastique.	157
Figure 85. Tableau de l'analyse des résidus effectuée par Ellipse.	160
Figure 86. Surface de réponse en fonction du diamètre de la pige (D) et de l'angle d'ouverture de la matrice (A) quand l'estampage vaut 0,0414 mm.	161
Figure 87. Surface de réponse en fonction du diamètre de la pige (D) et de l'estampage (E) quand l'angle d'ouverture de la matrice vaut 72°	162
Figure 88. Surface de réponse en fonction de l'angle d'ouverture de la matrice (A) et de l'estampage (E) quand le diamètre de la pige vaut 21 mm.	162
Figure 89. Définition de l'angle d'enroulement.	165
Figure 90. Procédure d'optimisation de la bague anti-fluage.	166
Figure 91. Spectre modal de la bague pré-optimisée.	167
Figure 92. Spectre modal de la simulation n°7.	169
Figure 93. Carte heuristique des modélisations possibles du procédé de pliage.	173

Liste des tableaux

Tableau 1 Extrait de l'AMDEC processus pour l'étape de conformation sur une presse à coulisseaux multiples.....	39
Tableau 2- Analyse à la coulée du C67S recuit.....	49
Tableau 3- Analyse à la coulée du P-FLEX B1000.	49
Tableau 4. Résumé des campagnes de mesure des bagues anti-fluage.	51
Tableau 5. Résultats des campagnes de mesure par MMT optique.....	52
Tableau 6. Résumé des résultats de la mesure par MMT avec palpeur.....	54
Tableau 7. Modules d'Young du C67S et du P-FLEX identifiés par essais cyclés de charge décharge.	73
Tableau 8. Coefficients de Lankford du C67S identifiés à une vitesse de 5 mm/min.....	79
Tableau 9. Résumé des coefficients de Hill 48 pour le C67S.	79
Tableau 10. Comparaison des résultats du modèle analytique pour la bague anti-fluage avec l'expérience.....	96
Tableau 11. Ecart (en %) entre les résultats analytiques et expérimentaux des essais de pliage-dépliage de l'acier XE280D [Morestin 96].....	103
Tableau 12. Tableau des coefficients du modèle anisotrope sous Abaqus.....	118
Tableau 13. Tableaux d'amplitude smooth step entrés sous Abaqus.....	123
Tableau 14. Paramètres numériques de la mise en données.....	126
Tableau 15. Résultats des simulations avec le nombre d'éléments dans l'épaisseur variable pour le C67S.....	127
Tableau 16. Résultats des simulations avec le nombre d'éléments dans l'épaisseur variable pour le P-FLEX.....	127
Tableau 17. Résultats des simulations avec les paramètres matériaux variables pour le matériau C67S.....	129
Tableau 18. Résultats des simulations avec le coefficient de frottement variable pour le matériau C67S.....	130
Tableau 19. Résultats des simulations selon la méthode de résolution employée pour le matériau C67S.....	130
Tableau 20. Résultats des simulations suivant la valeur de l'écart minimal entre les poinçons et l'enclume pour le matériau C67S.....	131
Tableau 21. Résultats des simulations suivant les rayons de poinçons pour le matériau C67S.....	131
Tableau 22. Données d'entrée du modèle 3D.....	137
Tableau 23. Durées de calcul des simulations 3D selon la valeur du facteur de mass scaling.....	141
Tableau 24. Valeurs de α et n_0 en fonction du nombre de facteurs donnant au plan composite centré les propriétés d'isovariance par rotation et variance uniforme.....	153
Tableau 25. Valeurs de α en fonction de n_0 et du nombre de facteurs donnant au plan composite centré la propriété de pseudo-orthogonalité.....	153
Tableau 26. Paramètres du modèle de comportement du C67S non-trempé épaisseur 0,5 mm.....	156
Tableau 27. Matrice des essais du plan composite centré avec $\alpha = 1,414$ et $n_0 = 1$	158
Tableau 28. Valeurs des facteurs aux niveaux du plan composite centré.....	158
Tableau 29. Table des réponses.....	159
Tableau 30. Valeurs des facteurs optimaux calculés par Ellipse, réponse prédite et valeur de la désirabilité.....	163
Tableau 31. Ecart entre le résultat de la simulation numérique avec les valeurs optimisées des facteurs et la réponse du modèle.....	163
Tableau 32. Résultats des itérations de la boucle d'optimisation.....	166
Tableau 33. Valeurs des facteurs pour les différents niveaux du plan composite centré.....	168
Tableau 34. Table des essais du plan composite centré.....	168
Tableau 35. Valeurs des facteurs optimaux calculés par Ellipse, réponse prédite et valeur de la désirabilité.....	170
Tableau 36. Réponses prédites avec le jeu de facteurs optimisé.....	170

Introduction générale

Les éléments de fixation sont omniprésents dans les véhicules pour assurer des fonctions d'assemblage et de maintien de ses différents composants. Le cœur de métier de l'entreprise A.Raymond SARL est la conception et la production en grande série d'éléments de fixation et d'assemblages techniques. Il existe au sein de la société une maîtrise de plusieurs procédés pour la production de ce type de composants :

- le formage de bandes métalliques,
- les traitements thermiques et de surface,
- l'injection plastique,
- l'assemblage,
- le collage structural Techbond®.

Historiquement, les procédés de mise en forme de bandes métalliques sont utilisés depuis la création de l'entreprise. Une pièce d'assemblage est de manière générale de faibles dimensions pour répondre aux contraintes imposées par la minimisation de l'encombrement et de la masse. Elle doit de plus répondre à la fonction de clipage, qui nécessite une grande déformation élastique, assurée par une géométrie complexe et l'utilisation de matériaux ayant de hautes propriétés mécaniques. Ce travail de thèse se focalise sur la mise en forme par pliage des aciers non alliés spéciaux (de type C) et l'optimisation des outillages en vue d'obtenir la géométrie après conformation.

La Figure 1 montre la diversité des pièces métalliques produites.



Figure 1. Exemples de pièces métalliques produites par A.Raymond SARL

On recense plusieurs types de défauts sur les pièces métal :

- géométrie hors tolérances,
- rupture,
- propriétés mécaniques non atteintes en service.

Le défaut de géométrie hors tolérances est principalement causé par un retour élastique non maîtrisé. Le retour élastique est variable d'une bobine matière à une autre et oblige l'industriel à une mise au point en temps réel de son outil de production. Le réglage des outillages se fait par la méthode empirique classique d'essais-erreurs. Pour faire face aux exigences croissantes des cahiers des charges, la complexité des pièces augmente avec le nombre de plis. Ceci implique des réglages supplémentaires. Cette phase de mise au point prend donc un temps considérable et les rebuts de pièces sont importants, donc son coût est non négligeable pour l'entreprise. Paradoxalement, les délais de fabrication diminuent ce qui pousse l'entreprise à trouver et mettre en œuvre des mesures permettant de pallier à ces difficultés. Le besoin du service de la production métal est donc d'être capable d'anticiper les modifications à appliquer à l'outillage lors du changement de rouleau matière, ceci pour obtenir une géométrie de pièce dans les tolérances du plan dès le premier essai, donc parvenir à une plus grande maîtrise du retour élastique.

La rupture d'une pièce en production est rare. Ce problème est généralement résolu en changeant de nuance d'acier (par exemple, en remplaçant un acier doux DC03 écroui C590 par un acier C67S qui présente un allongement plus important) ou en augmentant le rayon de pliage.

On pallie au dernier type de défaut en déterminant lors de la conception les propriétés finales du produit par la simulation numérique déjà intégrée dans l'entreprise. Actuellement, un ingénieur calcul propose aux concepteurs produits un support technique pour optimiser et valider les géométries des pièces en réponse au cahier des charges clients. Le logiciel adopté est Abaqus. Par ailleurs, la simulation numérique est également utilisée pour la conception des moules et ainsi optimiser le procédé d'injection plastique grâce au logiciel dédié Moldflow. La prise de conscience de la part de l'entreprise du gain dans la maîtrise du procédé d'injection plastique grâce à la simulation numérique l'a incitée à utiliser cet outil pour répondre à la problématique du service de la production métal.

Le laboratoire SYMME dispose de compétences interdisciplinaires réparties entre quatre groupes de compétences :

- matériaux de structure,
- matériaux fonctionnels,
- qualité des systèmes,
- conception mécatronique.

Ce travail de thèse s'inscrit dans le cadre des compétences du groupe matériaux de structure et plus particulièrement celles relatives à la caractérisation des matériaux et la simulation numérique de la mise en forme avec une application dans le domaine de la production industrielle.

L'objectif de l'étude est de répondre aux besoins du service de la production métal en ce qui concerne la conception d'outillages anticipant le retour élastique, en s'appuyant sur les compétences initiales du laboratoire SYMME et du service support technique du bureau d'études d'A.Raymond. Ces connaissances ne sont toutefois pas suffisantes pour traiter d'emblée ce problème industriel et des avancées d'un point de vue scientifique sont nécessaires, notamment en ce qui concerne la modélisation du procédé industriel de pliage. La problématique qui se dégage s'énonce alors clairement : il s'agit d'optimiser les opérations industrielles de pliage par la méthode des éléments finis et en particulier la géométrie des outillages.

La recherche menée a une finalité industrielle, c'est-à-dire que son but est d'apporter de nouvelles connaissances scientifiques relatives aux différents domaines du projet (matériau, procédé, simulation numérique) tout en ayant conscience qu'elles doivent déboucher sur des procédures applicables dans l'entreprise.

Le transfert des compétences du laboratoire SYMME vers l'entreprise A.Raymond doit se faire grâce à des livrables (outils, méthodologies) réutilisables facilement par l'entreprise. Ce transfert de compétences passe également par la formation des personnes sur la méthode de caractérisation des aciers et la construction du modèle numérique.

Le premier chapitre présente une analyse détaillée du processus de la production des pièces métalliques dans l'entreprise. Les procédures mises en place, les moyens de production et les techniques de conception d'outillage sont décrits. Ce chapitre met également en évidence les points critiques du processus et présente les motivations qui ont conduit à centrer le travail de cette thèse autour de la caractérisation des matériaux et à recourir à la simulation numérique pour définir une géométrie optimisée des outillages. Enfin, le cas industriel de la bague anti-fluage servant d'exemple tout au long de cette thèse est présenté.

Les travaux expérimentaux effectués dans le cadre de ce projet sont présentés dans le deuxième chapitre. Une campagne de mise en forme des bagues est menée pour évaluer l'influence des paramètres du procédé réel sur le retour élastique et constituer une base expérimentale de référence. Deux mesurages de la géométrie de référence sont définis. Le premier s'attache à décrire la forme globale de la bague par son diamètre extérieur. Le second est un mesurage qui met en évidence les défauts de la surface de la bague. Il s'appuie sur l'expertise du groupe qualité des systèmes du laboratoire dans le domaine de la métrologie et plus particulièrement sur les travaux de thèse d'Hugues Favrelière et la technique de Décomposition Modale Discrète. De ce fait, cette mesure est qualifiée de modale. Puis, la

procédure de caractérisation employée pour identifier les paramètres du modèle de comportement du matériau des deux nuances d'acier étudiées est détaillée.

Le troisième chapitre recense les différents modèles analytiques de pliage de la littérature et décrit plus en détails celui que nous avons retenu. Le principal avantage des modèles analytiques réside dans leur faible coût. Par conséquent, ils pourraient être une alternative valable pour traiter la simulation du pliage mais ils atteignent leurs limites pour traiter des cas industriels. Un modèle analytique nécessite une réduction du problème mécanique posé par le choix d'hypothèses judicieuses sur l'état de déformation et contrainte en vue de pouvoir apporter une solution intégrable facilement. L'analyse de ces choix et de leur raison est d'un intérêt primordial pour recenser les différents mécanismes identifiés par la communauté scientifique dans le cas du pliage. Cette connaissance fine de la mécanique du pliage est notamment nécessaire pour valider la capacité du logiciel éléments finis à reproduire des problèmes de pliage.

Le quatrième chapitre est dédié à la construction du modèle numérique de pliage sur une presse à coulisseaux multiples de la bague anti-fluage. Il met en exergue l'incidence des choix possibles sur la solution au moyen d'une analyse de sensibilité à différents paramètres numériques et donne les solutions finalement retenues pour réaliser une simulation performante.

Le dernier chapitre concerne l'optimisation des outillages par la simulation numérique. Une première méthode d'optimisation par plans d'expériences est appliquée pour définir la géométrie de l'outillage d'un pliage en V. Puis, la géométrie des outillages de la bague anti-fluage est optimisée par une méthode de compensation du retour élastique. Une seconde optimisation par un plan d'expériences sur cet outillage est étudiée dans le but de diminuer les défauts de géométrie de la bague.

Enfin, les conclusions de cette étude ainsi que les perspectives par rapport aux problèmes soulevés sont exposées.

Chapitre 1 Analyse de l'existant

Ce premier chapitre est dédié à la présentation du procédé industriel de pliage tel qu'il est pratiqué dans l'entreprise, c'est-à-dire la description des équipements, des procédures et des savoirs. L'objectif est de déterminer les opérations où est conférée la valeur ajoutée au produit, de dégager les points critiques (ou tendant à le devenir) du processus de pliage et comment la simulation numérique est un moyen d'y remédier.

Le pliage est relativement rudimentaire dans sa mise en œuvre. Ce chapitre débute par un recensement des différents types de pliage et la définition du vocabulaire employé pour décrire le procédé.

Le positionnement de l'étape de mise en forme dans la chaîne de production est donné au moyen du synoptique de fabrication. Ce dernier est détaillé et met en évidence les étapes amont qui induisent une histoire de déformation préalable et conduisent à l'existence de contraintes dans la tôle au moment du pliage.

Ensuite, on s'intéresse à la phase de conception de l'outillage. Les méthodes de conception utilisées par le Bureau d'Etudes Outillages (BEO) sont exposées.

La méthode d'Analyse des Modes de Défaillance, de leurs Effets et de leur Criticité (AMDEC), utilisée dans l'entreprise en tant que procédure qualité, est décrite. L'AMDEC met en évidence les origines de possibles défaillances lors des différentes étapes du procédé.

La dernière partie présente l'outil de simulation numérique adopté pour modéliser l'opération de mise en forme, sa stratégie d'utilisation ainsi que le cas d'application utilisé pour valider les développements effectués dans le cadre de ce travail de recherche.

1 Typologie et vocabulaire du pliage

Le pliage est une opération de mise en forme à froid de tôles planes. Cette opération est réalisée suivant deux étapes : la conformation puis le retrait des outils. La conformation est utilisée pour atteindre des déformations irréversibles en vue de donner à la pièce les spécificités attendues (géométrie et caractéristiques mécaniques).

Les outillages sont usinés dans des aciers à hautes propriétés mécaniques. Les éléments classiques des outillages de mise en forme par pliage sont le poinçon, la matrice et le serre-flan. Le poinçon est défini comme l'élément mobile du système, la matrice étant l'élément fixe sur lequel le flan vient se conformer et le serre-flan est un élément de retenue.

Les poinçons et matrices sont généralement rayonnés pour faciliter la mise en forme et éviter les amorces de rupture. Suivant la géométrie des poinçons et matrices, trois types de pliage sont distingués : en V, en U et en L.

Dans le cas du pliage en V (Figure 2), le serre-flan est inutile. La variation de l'angle du V du poinçon et de la matrice entraîne la variation de l'angle de formage de la tôle. Selon la course imposée au poinçon, le pliage est en l'air ou en fond de matrice.

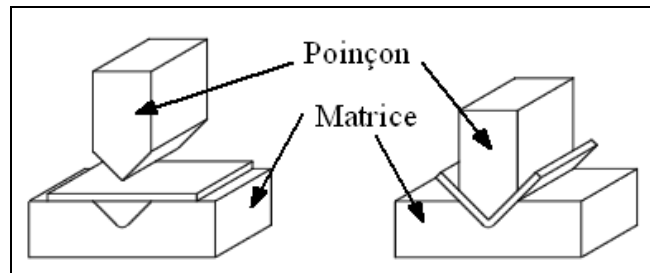


Figure 2- Pliage en V [Web1 10]

Le pliage en U (Figure 3) comprend un serre-flan mobile qui bloque la matière sous le poinçon et évite donc les glissements de la tôle lors de la mise en forme entre les deux blocs matrices.

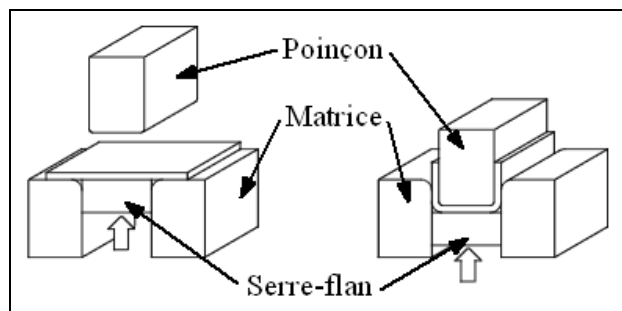


Figure 3- Pliage en U [Web1 10]

Le pliage en L ou en tombé de bord (Figure 4) consiste à plier un flan en porte-à-faux à 90° maintenu entre la matrice et le serre-flan.

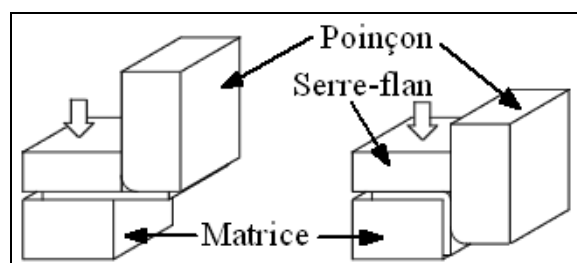


Figure 4- Pliage en L ou en tombé de bord [Web1 10]

Au niveau du pli (Figure 5), on définit la surface intérieure comme étant celle qui adopte le rayon de pliage, la surface extérieure étant celle avec le plus grand rayon.

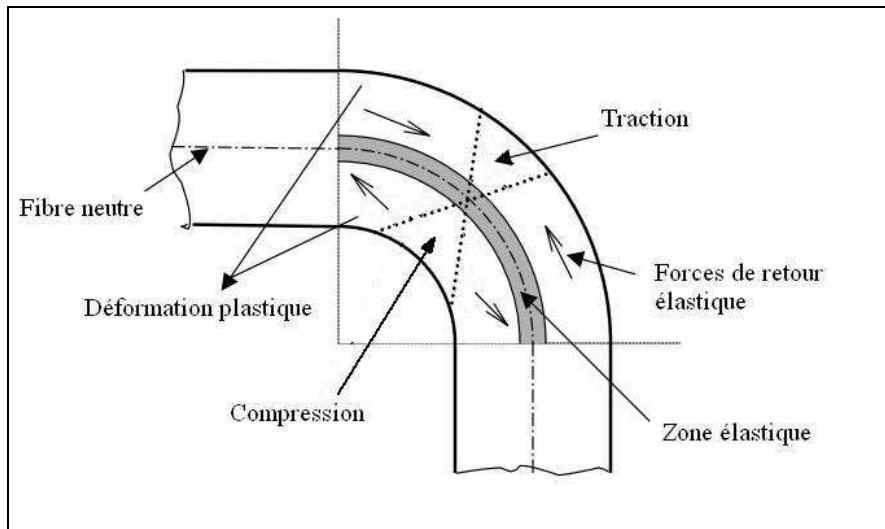


Figure 5- Schéma de l'état de contrainte dans l'épaisseur du flan en flexion [Joseph 03]

Le flan peut se représenter comme un ensemble de fibres contigües dans son épaisseur. Les fibres proches de la surface intérieure se raccourcissent tandis que celles proches de la surface extérieure s'allongent. L'état de contrainte correspondant est donc de la compression pour les fibres proches de la surface intérieure et de la traction pour les fibres proches de la surface extérieure. La fibre qui délimite ces deux états de contrainte est appelée fibre neutre. Sa position dans le flan est importante pour le calcul du retour élastique. Ce point est discuté plus en détails dans le chapitre 3.

L'application des outils génère un état de contrainte à l'intérieur du flan en réponse aux forces appliquées selon les principes généraux d'équilibre des solides. Lorsque les outils ne sont plus en contact avec la matière, l'état d'équilibre est modifié et le métal subit une modification de forme provoquée par la nouvelle distribution des contraintes à l'intérieur de la matière correspondant au nouvel état d'équilibre. Les déformations induites sont réversibles (élastiques), c'est pourquoi on dénomme ce phénomène retour élastique. L'estimation de l'amplitude de ce retour est difficile car il dépend de nombreuses variables et facteurs, liés au matériau, à la géométrie de la pièce et aux conditions limites. Pour obtenir une pièce cible, il faut donc concevoir un outillage dont la géométrie ne correspond pas à la géométrie sur plan de la pièce. En règle générale, les rayons et les angles de pliage sont plus faibles que ceux définis sur la pièce cible.

La plupart des entreprises n'utilisent pas le pliage en l'air, car la tôle n'est pas contrainte par un outillage, ce qui a pour conséquence un retour élastique important. Celui-ci dépendant essentiellement des propriétés mécaniques de la matière qui varient fortement suivant le lot utilisé, il n'est donc pas facilement contrôlable dans ce cas. C'est pourquoi il est usuel d'avoir un flan maintenu et de mettre en forme la tôle par un pliage en fond de matrice. La variation du retour élastique en fonction du lot matière est alors diminuée.

Dans le cas de la société A.Raymond, il est rare d'avoir une pièce présentant un seul pli. Pour atteindre sa fonctionnalité, une pièce requiert en moyenne cinq à six opérations de pliage qui sont effectuées successivement et qui sont des combinaisons des trois modes de pliages présentés. Dans la chaîne de production, le pliage est une étape où se confère au produit l'essentiel de la valeur ajoutée. La prise en compte des étapes en amont est cependant indispensable pour connaître l'historique des sollicitations subies par la matière et donc l'état de contrainte dans la tôle au moment du pliage car celui-ci a également un impact sur le retour élastique. Le synoptique de fabrication des pièces métal chez A.Raymond est un support utile pour retracer cet historique.

2 Synoptique de fabrication des pièces métal chez A.Raymond

L'entreprise A.Raymond recourt principalement à deux nuances d'acier non alliés spéciaux (de type C) : le C67S pour les pièces pliées et le C45E pour les pièces embouties. Le synoptique de la Figure 6 retrace le parcours de la matière au sein de l'entreprise, depuis sa réception jusqu'à sa sortie de presse. Chaque étape est détaillée dans cette section.

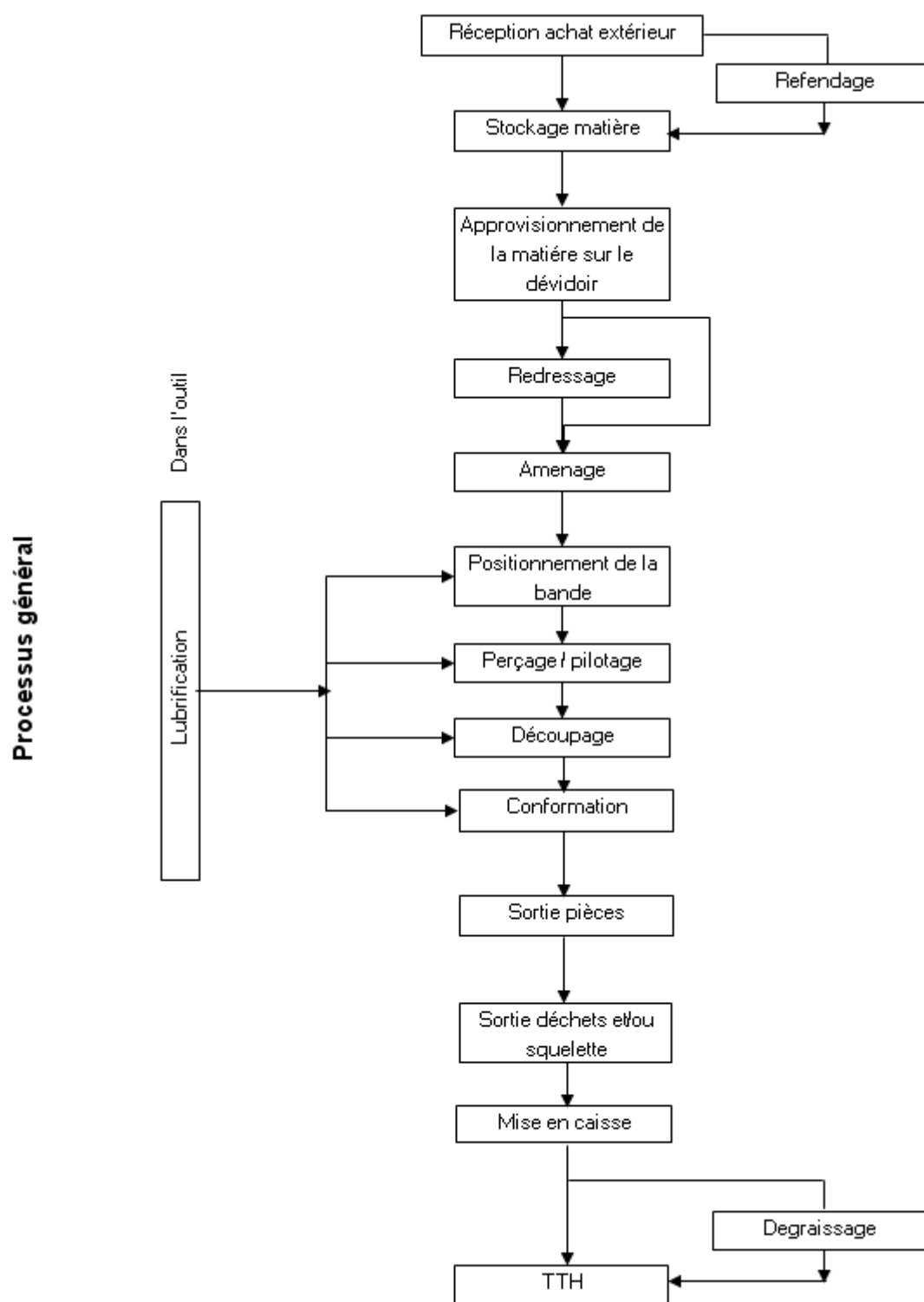


Figure 6. Synoptique de fabrication des pièces métal chez A.Raymond.

2.1 Réception lot matière

La matière est commandée en toute dimension (épaisseur, largeur) à des fournisseurs divers. Il s'agit de produits plats laminés à chants droits ou ronds. Les bandes sont reçues directement à la largeur souhaitée ou en grande largeur et sont refendues en interne.

A la réception, les lots sont immédiatement contrôlés et doivent répondre au cahier des charges des matériaux de l'entreprise. Le bon de livraison fait foi de garantie du fournisseur de matière première auprès de son client. Les fournisseurs suivent les normes NF EN 10132 : feuillards laminés à froid pour traitement thermique - conditions techniques de livraison et NF EN 10140 : feuillards laminés à froid - tolérances de dimensions et de forme.

Le cahier des charges du matériau décrit les spécifications telles que :

- les dimensions de la bande et leurs tolérances,
- la composition chimique de la coulée,
- les caractéristiques mécaniques du lot matière.

Outre les tolérances sur l'épaisseur et sur la largeur (données en fonction de l'épaisseur), le cahier des charges matière définit les tolérances des défauts de forme suivant les trois dimensions. Le défaut de planéité transversale (ou tuile) correspond à la flèche maximale p acceptée sur la largeur de bande w (Figure 7 b)). La courbure résiduelle ou défaut de planéité longitudinale (ou galbe Figure 7 c)) autorise une déviation p par rapport à une barre de référence de longueur $l_0 = 300$ mm reposant libre sur un support. Le défaut de rectitude des rives (ou sabre Figure 7 d)) est défini par la plus grande distance entre le chant de la tôle et la droite reliant les deux extrémités d'une tôle de longueur $l_0 = 1$ m. La mesure se fait sur le côté concave de la tôle. Le facteur d'ondulation (Figure 7 e)) définit la hauteur maximale d de l'ondulation mesurée sur une longueur d'ondulation $l_0 = 300$ mm.

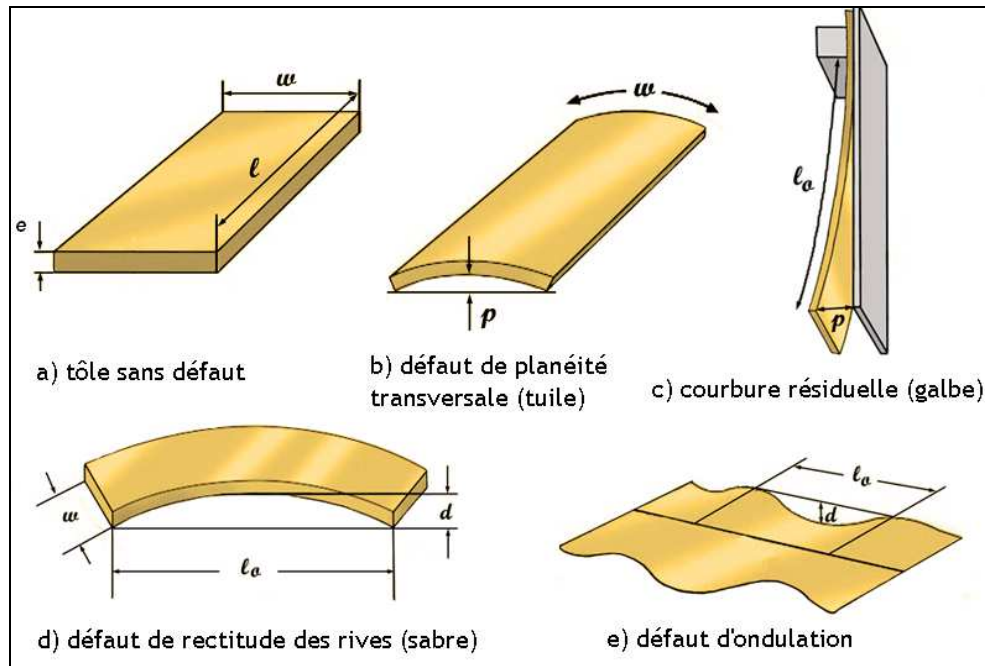


Figure 7. Défauts de forme de la tôle [Web2 10].

Ces informations sont importantes car dans un cadre de simulation numérique, la tôle est définie selon une géométrie parfaite. Ici, on comprend que la tôle réelle peut être assez éloignée de sa modélisation ce qui peut avoir comme conséquence des écarts entre les résultats de la simulation et les pièces réelles.

La composition chimique de la coulée reprend le taux des éléments principaux (carbone, silicium, manganèse, chrome) ainsi que celui des éléments secondaires (phosphore, aluminium, soufre).

Les caractéristiques mécaniques sont les données de la courbe conventionnelle d'un essai de traction selon la norme NF EN 10002-1 telles que la limite élastique ($Re_{0,2}$), la résistance à la traction (R_m) et l'allongement à la rupture ($A\%$) donné pour une éprouvette dont la longueur utile vaut 80 mm. Elles sont données sous forme d'intervalles de valeurs mini-maxi. On trouve également une mesure de dureté Vickers ainsi que l'indice Erichsen (mesure de la profondeur d'emboutissage à l'amorce de la rupture d'un essai Erichsen).

Depuis 2010, l'entreprise effectue une caractérisation de contrôle des caractéristiques mécaniques fournies par les bons de livraison en utilisant un extensomètre dont la longueur entre couteaux vaut 80 mm.

Les paramètres définissant l'état de réception de la matière étant présentés, les diverses opérations que subit la tôle avant d'arriver sur le poste de pliage sont décrites ci-après.

2.2 Déroulage de la bobine et redressage

En amont de la presse, sont disposés les dérouleurs de bobine. Ils sont en position verticale ou horizontale selon le type de presse. La bande est déroulée et atteint les redresseurs sans être tendue entre ces deux éléments. Le principe du redressage consiste à faire passer la bande entre des rouleaux dont l'écart en hauteur est réglable et vaut au minimum l'épaisseur de la tôle. Le but de cette opération est de diminuer à la fois le galbe de la tôle afin d'assurer son insertion correcte dans la presse et les contraintes résiduelles dues au bobinage en lui faisant subir des flexions alternées. En production, il arrive aux opérateurs de retourner la bande à l'entrée de la presse quand les pièces ne sortent pas à la bonne géométrie dans le sens initial de déroulage et d'obtenir des pièces correctes grâce à cette manipulation.

Cependant, cette première opération ne permet pas d'annuler les contraintes résiduelles dues au bobinage. Une opération aussi bénigne en apparence que le redressage a donc une influence indirecte sur le retour élastique après pliage.

2.3 Perçage et pilotage

Sous presse, la bande est préparée pour son guidage par un perçage de manière symétrique sur ses bords pour l'insertion des pilotes ou guide-bandes. Le rôle des pilotes est d'assurer un positionnement correct de la bande dans l'outil à chaque poste.

2.4 Découpage et conformation sous presse

Le parc de presses de l'entreprise comprend deux types de machines : les presses à arcades et les presses à coulisseaux multiples. Les opérations de découpe, pliage et emboutissage se font sur une même presse. Les opérations de découpe se font grâce à un couple poinçon-matrice qui exerce sur le flan des sollicitations de cisaillement jusqu'à la rupture. Les efforts mis en jeu sont importants et l'usure des outillages est plus rapide à ces postes.

2.4.1 Les presses à arcades

Les outils à suivre sont montés sur les presses à arcades. Par étapes successives, la bande de métal est poinçonnée puis pliée pour obtenir la pièce finie, comme l'illustre la Figure 8.

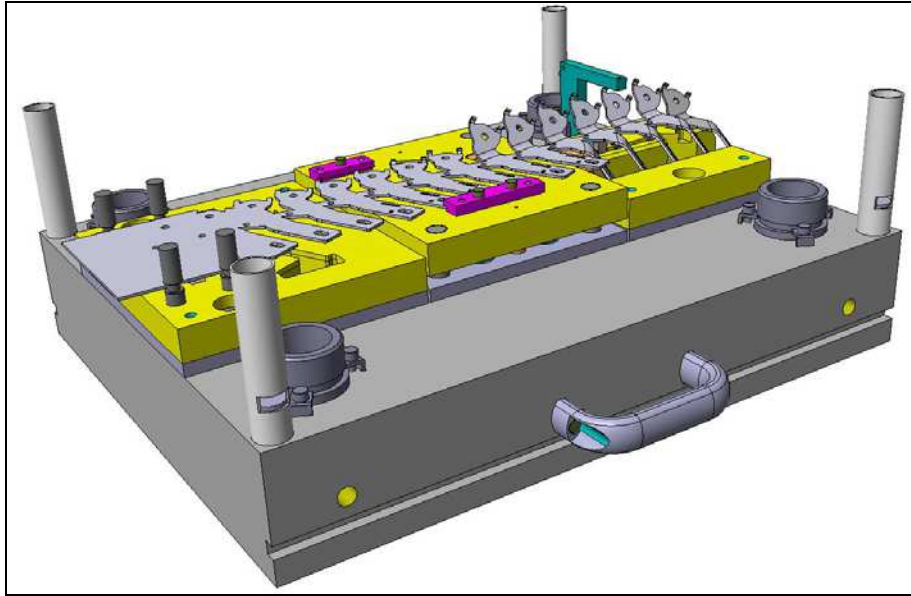


Figure 8. Partie basse d'un outil à suivre pour une pièce poinçonnée, découpée puis pliée.

La bande entre dans l'outil, celui-ci se ferme : dans un premier temps, la bande est pincée entre le presse-flan et la matrice et dans un deuxième temps, les poinçons découpent ou plient la bande. Une étape est réalisée. L'outil s'ouvre, la bande avance d'un pas grâce aux guide-bandes, la presse a effectué un cycle. L'outil se referme, une autre étape est effectuée et ainsi de suite jusqu'à ce que la bande traverse l'outil et que la pièce prenne sa forme finale. A la sortie de la presse, la pièce est découpée de la bande et tombe dans un bac.

Les presses à arcade ont une capacité de cadence allant jusqu'à 300 coups par minute. La cadence est une donnée qu'il faut intégrer dans la simulation. Ce point est discuté dans le chapitre 4.

Le temps nécessaire à l'obtention d'un outil en fonctionnement se décompose en :

- un temps de conception qui varie d'une à quatre semaines,
- un temps de réalisation de trois à sept semaines,
- un temps d'assemblage d'une à trois semaines,
- un temps de mise au point d'une à trois semaines.

La méthode d'optimisation d'outillage développée dans ce travail de recherche s'inscrit soit dans le cadre de la conception d'un outillage pour un nouveau produit, soit dans le cadre de la mise au point d'un outillage existant suite à un changement de matière ou une modification de la géométrie d'un produit. Le but de ce travail est donc de fournir des résultats exploitables dans un délai d'étude compatible avec la durée de ces deux phases.

2.4.2 Les presses à coulisseaux multiples

Deux types de presses à coulisseaux multiples sont utilisés dans l'entreprise : les machines BIHLER qui ont des cames cloches et PRESSMAC qui sont à cames programmables.

La mise en forme des pièces s'effectue par l'intermédiaire de deux modules successifs :

- l'outil de préparation, qui assure des opérations de poinçonnage, de découpe et parfois, quelques pliages,
- le module de conformation dans le plan, où le flan est détaché de la bande et arrive sur une enclume centrale.

Dans cette seconde étape, des coulisseaux multiples vont déplacer les poinçons afin de conformer la pièce autour de l'enclume. La pièce est ensuite éjectée dans une goulotte qui conduit à un bac (Figure 9).

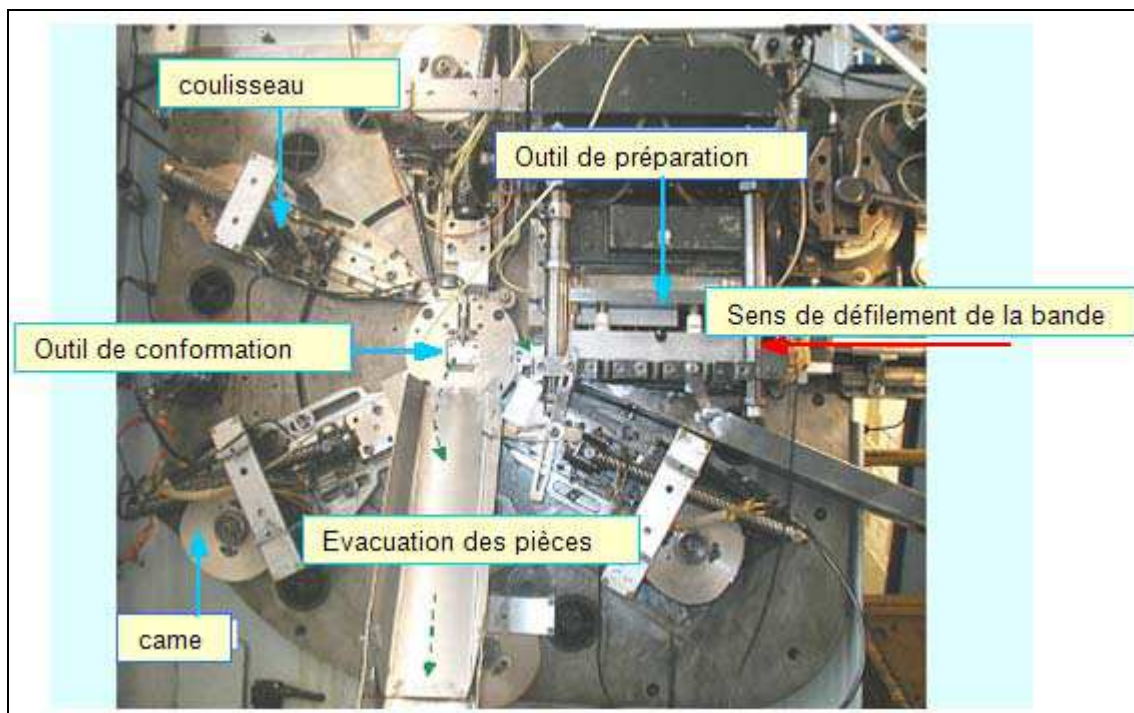


Figure 9. Vue d'ensemble d'un outil sur presse à coulisseaux multiples BIHLER.

2.5 Après la sortie de la presse

Les pièces sorties de presse passent ensuite les étapes de dégraissage pour éliminer le lubrifiant pulvérisé sur la surface de la bande en vue de leur traitement thermique. Les pièces subissent une trempe bainitique (mise en solution à 860 °C puis refroidissement dans un bain de sel fondu à 360 °C) pour atteindre une dureté dans la tolérance 42 HRC - 46 HRC. Pendant le processus de trempe, la pièce se déforme. Cette déformation, estimée empiriquement, est

prise en compte dans les tolérances de mise en forme. Enfin la dernière étape avant le conditionnement est le traitement de surface pour protéger les pièces de la corrosion. Il s'agit par exemple du dépôt d'une couche de zinc sur la surface par la technique lamellaire ou électrolytique.

La description du processus de fabrication chez A.Raymond a montré la complexité de la mise en œuvre industrielle du pliage. Chaque étape doit être maîtrisée pour éviter la production de pièces avec une géométrie hors tolérances. Dans le paragraphe suivant, seule l'étape de pliage est étudiée et les bases de la conception des outillages employées par le BEO sont présentées.

3 La conception d'outillage au BEO d'A.Raymond

La conception de l'outillage au Bureau d'Etudes Outillages (BEO) repose essentiellement sur le savoir-faire des concepteurs. La course du poinçon est réglée de façon à ce que le jeu entre le poinçon et la matrice soit égal à l'épaisseur de la tôle mais la cadence et l'inertie de la presse entraînent un estampage en fin de course de l'ordre du centième de millimètre qui marque localement le pli. Dans le cas des pliages à 90 °, des abaques donnant l'amincissement de la matière dans la zone cambrée en fonction du rayon de pliage et de l'épaisseur sont également utilisés. Les concepteurs disposent d'abaques pour connaître la position de la fibre neutre dans l'épaisseur en fonction du rayon de pliage et obtiennent ainsi, sur chaque opération de conformation, la longueur du flan. Dans cette configuration, le retour élastique des aciers C67S et C45E est estimé de 2 ° à 3 ° en moyenne et les angles des poinçons et matrices permettent d'anticiper cette déviation.

Pour répondre au cahier des charges clients relatif à la performance du produit, les pièces pliées intègrent de plus en plus souvent des nervures et goussets (nervures de coin). Ils jouent le rôle de raidisseurs et sont réalisés par une opération de frappe à froid. La mise en forme des nervures n'est pas étudiée dans cette thèse.

Lorsque la pièce présente une suite complexe de plis, la déviation d'un pli par rapport à sa valeur nominale au plan se répercute sur les autres plis et l'écart se cumule sur l'ensemble de la géométrie. La technique employée pour ce type de pièces sur les presses à arcades est de rajouter un poste de calibrage immédiatement après chaque poste de pliage important. Le poste de calibrage comporte la plupart du temps une matrice plus petite que celle du poste de pliage ce qui autorise un pliage plus important. Le calibrage est réglable sur presse pour faire face à la variabilité des matériaux. Le réglage n'est toutefois pas systématique, il n'est utilisé que si le retour élastique du pli conduit à une dimension hors tolérances.

Les éléments de réglage sont de deux types : les tiroirs et les bascules. La Figure 10 donne le schéma de fonctionnement d'un tiroir : le serrage de la vis de réglage fait glisser le tiroir et règle la position relative du poinçon par rapport à la matrice.

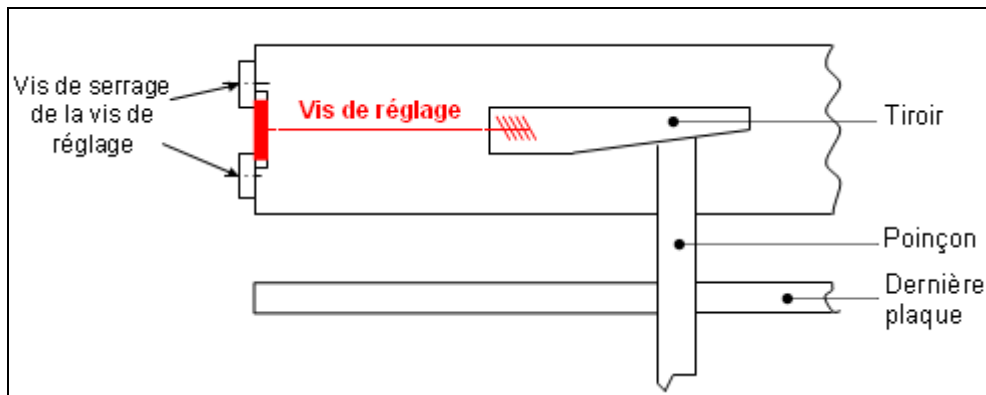


Figure 10. Schéma de fonctionnement d'un tiroir.

La Figure 11 présente le schéma de fonctionnement d'une bascule : une rotation de la tige autorise à la bascule son mouvement qui conduit au réglage de la position relative du poinçon par rapport à la matrice.

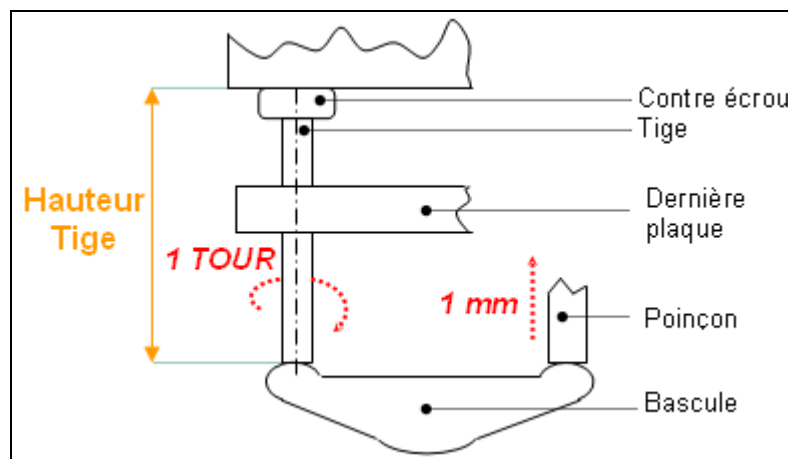


Figure 11. Schéma de fonctionnement d'une bascule.

En fonction de la complexité de la pièce, du volume de pièces commandées (petites, moyennes ou grandes séries), des tolérances sur plan et du coût prévu de l'outil, le BEO prévoit :

- la gamme ou nombre d'opérations à effectuer (le poinçonnage, la découpe, le nervurage, le pliage avec ou sans poste de calibrage),
- la longueur de l'outil,
- le nombre de rangs (nombre de pièces formées en parallèle).

Le BEO maîtrise différentes techniques de conception d'outillage qui ont fait leurs preuves. Néanmoins, les réglages en cours de production sont nécessaires et essentiellement causés par les changements de lots matière. Ils se font en utilisant la méthode classique

essais/erreurs et le temps consacré à cette phase de mise au point récurrente n'est pas négligeable. Au début de chaque nouvelle étude, les spécialistes outillages et qualité se réunissent pour évaluer les possibles défaillances lors de la production. L'outil qualité utilisé est l'AMDEC.

4 Identification des points critiques de la chaîne de valeur par l'AMDEC.

Avant d'en montrer les résultats, il convient de présenter rapidement ce qu'est l'AMDEC. L'AMDEC (Analyse des Modes de Défaillances, de leurs Effets et de leur Criticité) ou FMECA (Failure Modes, Effects and Criticality Analysis) est régulièrement utilisée dans le secteur automobile. Cette méthode vise à recenser, puis à évaluer les défaillances potentielles d'un système et/ou d'un élément, les causes ainsi que les effets sur le fonctionnement du système. Il s'agit d'une technique d'analyse exhaustive et rigoureuse de travail en groupe, très efficace par la mise en commun de l'expérience et de la compétence de chaque participant du groupe de travail. La réflexion débouche sur une hiérarchisation des défaillances selon leur gravité suivie d'une prise de décision des actions correctives à mener pour les éviter. Un suivi et un calendrier de la mise en place de ces actions correctives sont mis en place. Chaque étude AMDEC est capitalisée pour être utilisée comme un support de diagnostic pour les projets futurs.

Trois types d'AMDEC sont menés chez A.Raymond :

- l'AMDEC produit,
- l'AMDEC processus,
- l'AMDEC moyen de production.

L'AMDEC produit consiste à vérifier pendant la phase de conception du produit ou de la modification d'un produit existant que la définition et les fournitures nécessaires à la réalisation du produit respectent les attentes du client et les réglementations en vigueur.

L'AMDEC processus est destinée à s'assurer pendant la phase d'industrialisation et avant la réalisation des moyens de production que le processus industriel étudié est capable de fabriquer en série un produit conforme aux exigences spécifiées sur les plans. Les différentes étapes de la chaîne de production sont analysées dans ce document.

L'AMDEC moyen de production a pour but de s'assurer que la définition du moyen de production, avant sa réalisation ou sa modification, satisfait en exploitation aux objectifs de disponibilité, de conformité du produit et de sécurité requis dans le cahier des charges du moyen.

La première étape d'une AMDEC est de déterminer les modes de défaillance du système. Le mode de défaillance est relatif à une fonction et décrit la manière dont le système vient à ne plus remplir cette fonction. Il existe cinq catégories de défaillance :

- défaillance complète,
- défaillance partielle,
- défaillance intermittente,
- défaillance dans le temps,
- performance supérieure à la fonction.

Vient ensuite le recensement des effets, conséquences perçues par le client de la défaillance. A ces effets, est associé un indice de gravité. L'échelle de gravité va de 1 pour aucun effet à 10 pour un effet impliquant des problèmes de sécurité chez le client ou de non-conformités aux règlements en vigueur.

La troisième étape avant d'établir le tableau de l'AMDEC est la recherche des causes des modes de défaillance. Les causes de défaillance sont les raisons à l'origine d'une défaillance qui sont associées à la conception, à la fabrication ou à l'utilisation. Ce travail consiste en une expertise du système par des gens d'expérience afin d'établir une liste des causes potentielles. Pour supporter l'analyse, on remplit un diagramme de causes et effets qui se nomme également diagramme 6M (Figure 12), d'Ishikawa ou en arêtes de poisson. Le diagramme utilisé par A.Raymond est générique donc valable pour chaque étape du synoptique de production d'une pièce donné sur la Figure 6. Des indices de fréquence et de non-détection sont affectés à chaque cause. L'indice de fréquence caractérise la probabilité d'occurrence de la cause de défaillance (normes PSA et RSA) et va de 1 pour une très faible probabilité (maximum de 1/10 000) à 10 pour une probabilité très forte (1/100 à 1). L'indice de non-détection indique la probabilité que les contrôles ne détectent pas la cause de la défaillance ou la défaillance elle-même. L'échelle va de 1-2 pour une probabilité de l'ordre de 0-4 % qui correspond à des plans de surveillance de pièces à 100 %, à 9-10 pour une probabilité de 64-100 % qui signifie que le point n'est pas contrôlable ou que la cause n'est pas décelable.

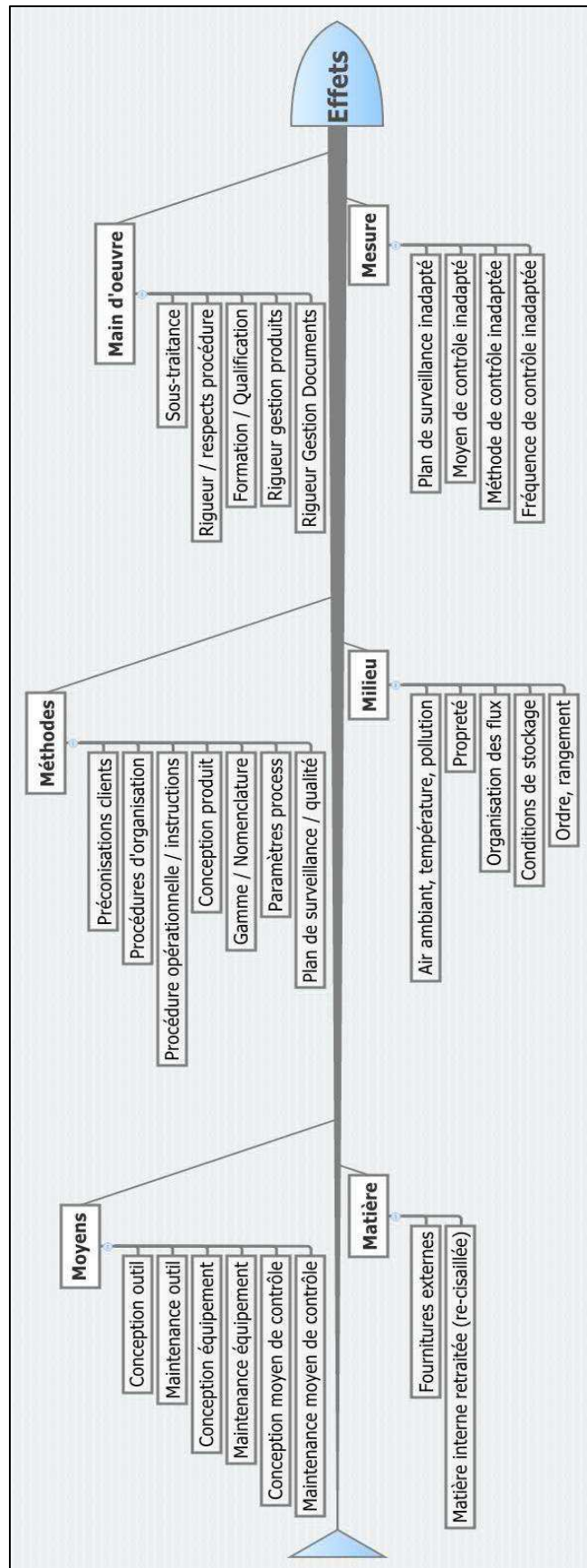


Figure 12. Diagramme 6M générique pour la recherche des causes de l'AMDEC chez A.Raymond.

Le tableau de l'AMDEC est construit en hiérarchisant les causes selon leur criticité, qui est évaluée par le produit des indices de gravité, fréquence et non-détection. Le Tableau 1 est un extrait de l'AMDEC processus, centré sur l'étape de la conformation.

Tableau 1 Extrait de l'AMDEC processus pour l'étape de conformation sur une presse à coulisseaux multiples.

N°	NATURE	MODE	EFFET	G	CAUSE	F	PREVENTION	DETECTION
160	Conformation	Mauvaise ou non-conformation	Pièces non conformes	5	Caractéristiques mécaniques et/ou chimiques matière en limite de tolérance	5	Analyse préventive de la matière (3 fournisseurs par an)	1) Contrôle régleur au démarrage 2) Autocontrôle opérateur 3) Contrôle au traitement thermique (le cas échéant)
				5	Usure de l'outil de conformation (came, enclume, outil de forme,...)	2	Maintenance préventive	Autocontrôle de l'opérateur
				5	Outil ébréché	2		Autocontrôle de l'opérateur
				5	Casse de l'outil	2		Autocontrôle de l'opérateur + arrêt machine
				5	Mauvais réglage	2		Contrôle régleur au démarrage puis autocontrôle opérateur
				5	Pas de correction des réglages pour compenser les variations des caractéristiques matières (changement de rouleau)	2		Contrôle opérateur à chaque changement de rouleau puis autocontrôle opérateur

L'unique mode de défaillance relatif au système de production qui mentionne un défaut relatif à l'opération de pliage est le défaut de mauvaise conformation qui a pour effet des pièces non-conformes.

D'après le Tableau 1, une mauvaise conformation est principalement provoquée par l'utilisation de matière première en limite de tolérance par rapport au cahier des charges

matières de l'entreprise. Ce problème se ramène à celui de la disparité des propriétés mécaniques permises par la norme. Ces variations entraînent des variations géométriques du pli incompatibles avec un respect régulier des tolérances dans le meilleur des cas mais peuvent conduire éventuellement à des ruptures ou fissures au niveau du pli dans des cas extrêmes. Les causes d'usure, fissure, casse de l'outil apparaissent avec une probabilité faible et ne sont pas étudiées dans cette thèse.

L'AMDEC processus est construite différemment suivant le niveau de détection et d'actions correctives possibles de l'entreprise. Chez A.Raymond, les modifications apportées au procédé concernent les réglages sur machine et non la conception de l'outillage. De plus, même si l'outil d'AMDEC est intéressant, il étudie indépendamment chaque étape du processus de fabrication et n'aboutit pas à une réflexion sur les causes croisées des défaillances.

Les travaux d'Azaouzi [Azaouzi 07] sur le procédé d'emboutissage et ceux de Lepadatu [Lepadatu 06] sur l'optimisation de plusieurs procédés de mise en forme (emboutissage, pliage et extrusion) fournissent des diagrammes d'Ishikawa plus orientés sur le défaut de conformation. Le diagramme de la Figure 13 constitue une synthèse de ces deux diagrammes en s'appuyant également sur notre expérience.

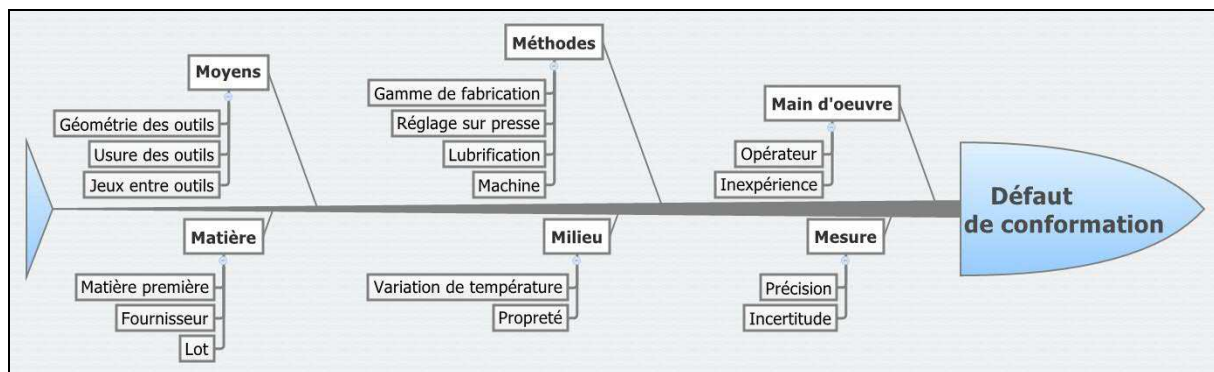


Figure 13. Diagramme 6M du mode défaut de conformation.

Le défaut de conformation dépend donc de nombreux facteurs dont certains ne peuvent être pris en compte dans la modélisation, comme ceux appartenant aux catégories milieu et main d'œuvre.

L'étude de cette AMDEC a mis en évidence une source de défauts dans le processus qui se manifeste à chaque étape de la production : le matériau. L'identification de son comportement est indispensable pour gagner en confiance dans le procédé. De plus, une autre cause de défaillance est l'absence de correction des réglages pour compenser les variations du comportement de la matière. La simulation numérique est l'outil proposé dans ce travail pour conseiller les outilleurs sur les réglages à apporter à l'outillage lors d'un changement de lot matière.

5 Piste de solution choisie : la simulation numérique

La prédiction du retour élastique en réponse aux chargements imposés à la pièce à conformer est un problème de mécanique classique. Si la formulation de ce problème est simple, sa résolution est sans doute un peu plus complexe et nécessite la plupart du temps le recours à des méthodes de résolutions sophistiquées. La résolution de problèmes par des méthodes numériques fait souvent appel à la théorie des éléments finis. Ces méthodes permettent d'obtenir le comportement d'un système mécanique en réponse à des conditions aux limites variables.

Cet outil est utilisé dans des domaines d'application variés tels que l'aéronautique, l'automobile, le médical... Il sert entre autres à valider des conceptions, à prédimensionner des systèmes, ou encore à reproduire des expériences, d'où le terme anglais de CAE (Computer Aided Engineering). Les bureaux d'études assimilent la simulation numérique à du maquettage virtuel qui évite la multiplication longue et coûteuse des maquettes réelles.

La fiabilité d'une simulation dépend de la qualité de la mise en données incombant à la personne chargée d'effectuer la simulation et des performances du solveur du logiciel. La maîtrise de la mise en données passe par la bonne connaissance et la bonne modélisation des variables réelles (géométrie, conditions aux limites, comportement du matériau) ainsi que le bon emploi des paramètres numériques (maillage, méthode de résolution) étudiés dans le chapitre 4.

En s'appuyant sur la courbe conventionnelle de traction d'un acier C67S recuit de la Figure 14, on voit que les caractéristiques mécaniques fournies par le bon de livraison ($R_{e0.2}$, R_m , $A\%$) ne sont pas suffisantes pour décrire le comportement du matériau. Ces trois points ne rendent pas compte de la forte non-linéarité du comportement du matériau dans sa partie plastique.

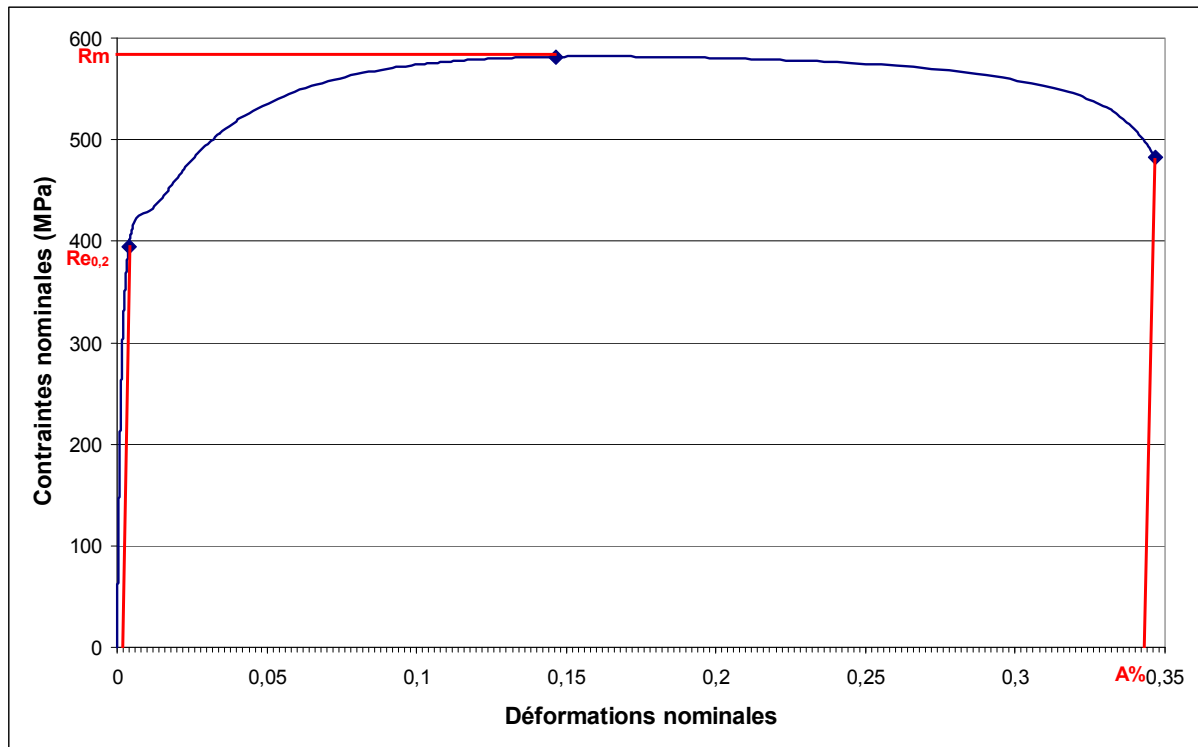


Figure 14. Courbe de traction nominale du C67S avec repérage des caractéristiques mécaniques fournies par le bon de livraison.

Il est donc nécessaire de caractériser le comportement du matériau pour le modéliser finement dans la simulation numérique du pliage.

On a vu que toutes les phases du procédé ont leur importance. Le simple redressage apporte des transformations irréversibles du matériau. Cependant, pour des raisons évidentes de simplicité et de traitement des simulations dans un délai raisonnable, on ne traite que la simulation des opérations de pliage.

L'entreprise A.Raymond dispose du logiciel éléments finis Abaqus (Dassault Systèmes) pour la simulation des produits finis. Il est utilisé pour optimiser la géométrie des pièces et vérifier les efforts d'introduction et d'arrachement des clips ainsi que leur tenue mécanique. Dans l'entreprise, la simulation de la mise en forme des pièces métalliques était inexistante au début de la thèse. Comme ce logiciel est aussi présent au laboratoire SYMME, il a paru naturel de l'utiliser a priori pour la mise en place de la simulation du procédé de pliage.

Abaqus est un code généraliste qui résout les problèmes de mécanique des solides déformables par une intégration numérique incrémentale. Il prend en compte les non-linéarités du comportement du matériau, en proposant de nombreux modèles de comportement ainsi que la possibilité de créer ses propres modèles grâce à des routines écrites en Fortran. L'entreprise A.Raymond dispose d'un accès à la banque de données matériaux Campus, spécialisée dans les matières plastiques, et s'est constituée sa propre base de données

matériaux. Le comportement des aciers était initialement modélisé par un module d'Young, un coefficient de Poisson et une courbe de référence schématique pour la partie plastique définie par deux ou trois points. La caractérisation des matériaux effectuée pendant la thèse a enrichi cette base de données interne. Abaqus est également réputé pour la gestion robuste des contacts, grâce à des algorithmes de contact performants. Enfin, le logiciel offre aussi la possibilité de paramétrer des modèles et d'automatiser l'exploitation des résultats via des scripts écrits en Python.

Pour les problèmes de mise en forme, il est usuel de réaliser deux simulations numériques consécutives. La première utilise la méthode de résolution explicite (Abaqus/Explicit) pour simuler les phases de descente et remontée des poinçons. Puis la géométrie déformée ainsi que l'état de contrainte à la fin de la mise en forme sont transférés dans un nouveau modèle, qui calcule le retour élastique par la méthode de résolution implicite (Abaqus/Standard).

6 Présentation du cas industriel traité dans ce travail

Durant la préparation de cette thèse, de nombreux cas industriels ont été traités afin de construire et d'améliorer la méthodologie de caractérisation des matériaux et de simulation du pliage. Néanmoins, ce rapport de thèse est focalisé sur une pièce standard chez A.Raymond : la bague anti-fluage. Comme son nom l'indique, cette pièce est destinée à éviter le fluage de la matière plastique lors de l'assemblage par vissage d'une pièce plastique avec une pièce métal ou de deux pièces plastiques (Figure 15).

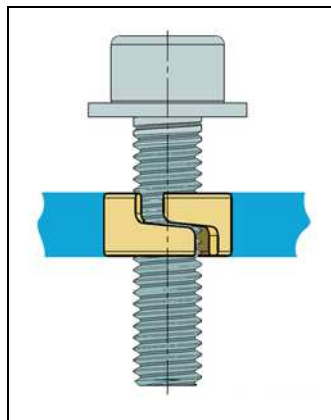


Figure 15. Bague anti-fluage dans son logement.

Les paramètres géométriques de la bague sont variables :

- le diamètre,
- l'épaisseur,
- la hauteur.

La hauteur de la bague correspond à l'épaisseur de la pièce plastique à fixer, le diamètre et l'épaisseur dépendent de la classe de la vis, de l'effort d'insertion dans le logement et du

couple de serrage de la vis. La particularité de ces bagues vient de la forme de l'entrefer qui n'est pas droit pour éviter le vrillage de la pièce lors de sa fermeture à l'insertion ainsi que l'emmêlage des pièces lors du traitement thermique, du traitement de surface et de la livraison au client. Deux types d'entrefer sont utilisés suivant la hauteur de la bague comme le montre la Figure 16.

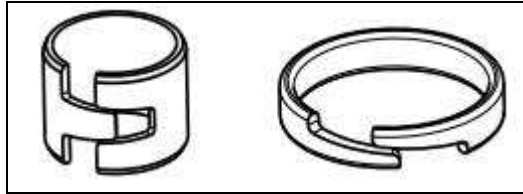


Figure 16. Les deux types d'entrefer suivant la hauteur de la bague.

Lorsque la bague est de faible hauteur, le matériau utilisé est le C70D qui est un acier méplat, c'est-à-dire du fil laminé. Cette matière a l'avantage d'être à chants ronds ce qui évite l'arrachement de la matière plastique lors de l'insertion de la bague. Lorsque la bague est plus large, elle est produite en C67S.

Les bagues sont mises en forme sur une presse à coulisseaux multiples de type BIHLER. Le poste de conformation est composé d'une enclume centrale et de quatre poinçons. Les cames utilisées pour ce type de produit sont uniques, la cinématique de pliage est la même pour toutes les références. En premier lieu, les poinçons supérieurs conforment la pièce autour de l'enclume sur la moitié de la bague, puis deux poinçons latéraux ramènent la partie basse sur l'enclume et enfin le poinçon inférieur ferme la bague comme illustré sur la Figure 17.

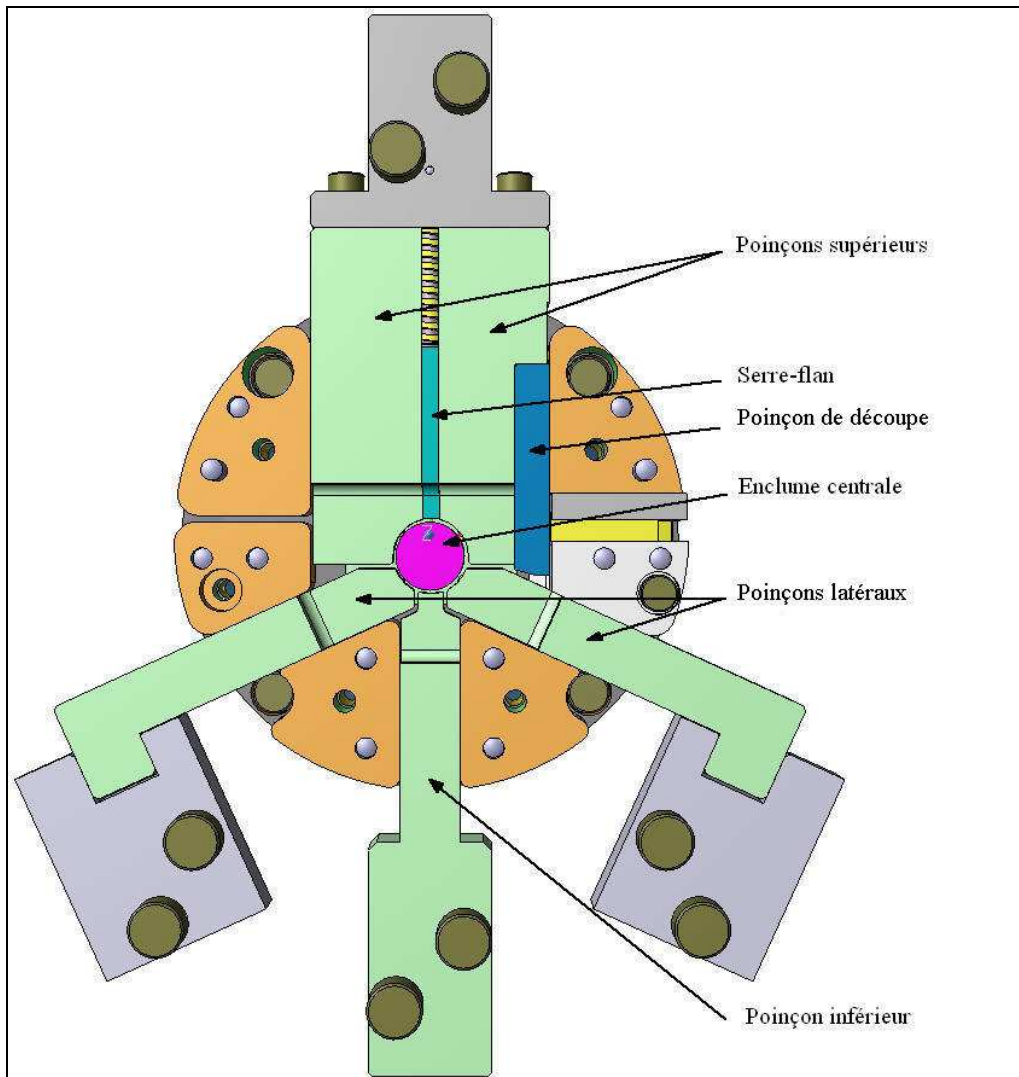


Figure 17. Représentation de l'outillage de conformation de la bague anti-fluage.

Les dimensions des bagues sont contrôlées en sortie de presse et également après le traitement thermique par trempe. Les mesures sont effectuées au pied à coulisse et portent sur l'épaisseur, la hauteur, la cote d'entrefer et le diamètre extérieur au niveau de l'entrefer où cette cote est maximale. De plus, des gabarits sont utilisés pour contrôler le défaut d'alignement des bords de la bague.

A chaque nouveau lot matière, l'outilleur effectue la mise au point de l'outillage suivant la méthode essais-erreurs. Plusieurs réglages sont effectués suivant la cote à modifier. Si la cote d'entrefer est hors tolérances, l'outilleur ajuste simplement le pas d'avancement de la bande ce qui a pour conséquences la modification de la longueur du flan de départ et un défaut de centrage de la bande sur l'enclume. Cependant, ce défaut de centrage est sans influence sur la dimension finale du diamètre. Si la cote de diamètre extérieur est hors tolérances (généralement trop grande car plus de retour élastique), l'outilleur utilise une enclume de diamètre inférieur mais ne modifie pas les rayons des poinçons par souci économique. Ainsi, au fil des productions, les outilleurs ont, pour une référence donnée, un jeu d'enclumes à disposition.

La bague anti-fluage choisie comme exemple a une épaisseur de 0,8 mm. Elle est produite depuis 2005 en C67S et les dimensions à vérifier en sortie de presse avant la trempe sont définies sur le plan qualité de la Figure 18. A est la cote d'entrefer et vaut $3 \text{ mm} \pm 0,3 \text{ mm}$, D, le diamètre extérieur, vaut $12,9 \text{ mm} \pm 0,2 \text{ mm}$ et F, la hauteur, vaut $12 \text{ mm} \pm 0,1 \text{ mm}$.

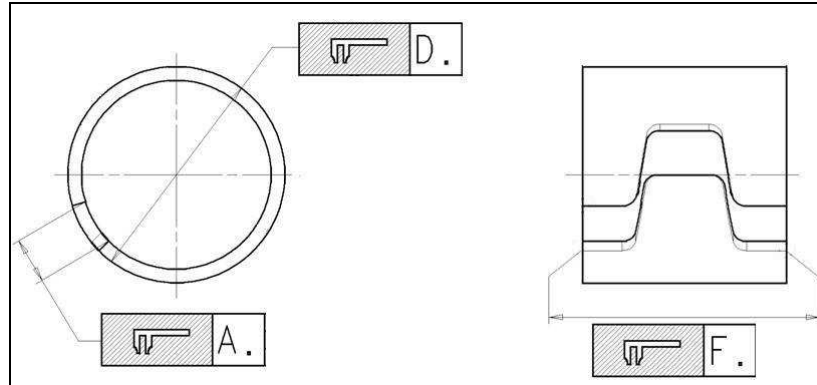


Figure 18. Extrait du plan qualité de la bague anti-fluage.

7 Conclusion

Comme toute opération de mise en forme, le pliage est suivi d'un retour élastique qu'il faut maîtriser pour atteindre la géométrie cible. Ce retour est conditionné par le matériau, les conditions aux limites et l'état de contrainte dans le flan avant l'opération de pliage.

C'est pourquoi la connaissance des étapes antérieures au pliage est importante pour expliquer une partie des dispersions sur la qualité des pièces. Le pliage est réalisé en fond de matrice pour limiter le retour élastique. Néanmoins, il est toujours présent et varie suivant le lot matière. Des réglages de positions des poinçons lors des phases de calibrage des plis sont donc effectués pour contrebalancer les variations du matériau, causes premières de défaillance du processus identifiées par l'AMDEC.

Le recours à la simulation numérique de mise en forme a pour but d'aider les outilleurs en anticipant virtuellement les réglages à effectuer ou les concepteurs pour la définition des outillages. Elle nécessite d'identifier soigneusement les paramètres conditionnant le procédé industriel pour proposer une modélisation numérique pertinente. Le modèle de comportement des matériaux est également un élément clé pour la précision des résultats.

L'étude de cas de cette thèse est la mise en forme d'une bague anti-fluage. Outre l'intérêt d'avoir une géométrie relativement simple, elle a l'avantage d'être une pièce standard et donc la méthode devrait être transférable sur toutes les autres références de bagues de l'entreprise.

Chapitre 2 Comportement des bagues anti-fluage en pliage et caractérisation fine des matériaux

Ce chapitre se focalise sur les aspects expérimentaux de ce travail de thèse. En premier lieu, la description d'une campagne de mesure de la géométrie des bagues anti-fluage dans les conditions de production pour deux aciers (C67S et P-FLEX) est donnée. Le premier objectif de cette étude est l'évaluation de l'influence des paramètres du procédé tels que la cadence et le sens d'introduction de la bande sur le retour élastique. Le second objectif est de définir les géométries expérimentales de référence de la bague après retour élastique pour les deux matériaux, en vue de la corrélation avec les résultats de la simulation. On présente dans cette partie la technique de Décomposition Modale Discrète qui permet la mesure des défauts de la surface d'une pièce.

Le retour élastique est conditionné par la distribution des contraintes dans l'épaisseur juste après conformation. Ces contraintes sont déterminées à partir de l'histoire des déformations grâce à la loi de comportement du matériau qui définit la relation entre ces deux tenseurs. L'identification des paramètres de cette loi suit une stratégie établie en fonction de l'échelle de l'étude (microscopique ou macroscopique), des moyens d'essais, des paramètres à déterminer et des modes de déformation induits par l'opération de mise en forme à simuler. On comprend donc l'importance que revêt ici la sélection d'un modèle qui restitue correctement le comportement du matériau tout en ayant un nombre limité de paramètres à identifier. Cela nécessite de proposer :

- un modèle avec un nombre d'inconnues restreint,
- un protocole associé d'identification simple à mettre en œuvre,
- une gestion des données matériaux qui corresponde à une utilisation standard du logiciel Abaqus.

Dans la seconde partie de ce chapitre, la procédure de caractérisation des matériaux par des essais de traction uniaxiale est présentée. Les résultats de la caractérisation pour les deux nuances d'acier étudiées dans cette thèse sont donnés.

1 Campagne de mesure des bagues anti-fluage

1.1 Description des mesures effectuées

La campagne de mesure des bagues produites vise à caractériser l'influence de trois paramètres sur le retour élastique des bagues anti-fluage :

- le matériau,

- le sens d'introduction de la bande,
- la cadence de la presse.

Deux nuances d'acier sont testées dans cette campagne :

- l'acier trempant C67S à l'état recuit d'épaisseur $0,8 \text{ mm} \pm 0,03 \text{ mm}$,
- l'acier P-FLEX B1000 d'épaisseur $0,8 \text{ mm} \pm 0,015 \text{ mm}$.

L'acier C67S est celui choisi lors de la conception de cette référence de bague. Le lot matière provient du fournisseur Bilstein et sa composition chimique est donnée par le Tableau 2. Le bon de livraison indique une valeur de R_m comprise entre 544 MPa et 554 MPa et une valeur de $A\%$ dans un intervalle de 22,8 %-25,4 %.

Tableau 2- Analyse à la coulée du C67S recuit.

Elément	C	Si	Mn	P	S	Al	Cr	Ni
% masse	0,71	0,23	0,68	0,008	0,004	0,001	0,25	0,04

L'acier de désignation commerciale P-FLEX B1000 est fourni par Paturle Aciers. Il s'agit d'un acier C60S ayant subi une trempe bainitique afin d'accroître sa résistance mécanique. Le bon de livraison indique une valeur de $R_{e0,2}$ comprise entre 856 MPa et 900 MPa, une valeur de R_m comprise entre 1066 MPa et 1093 MPa et un minimum d'allongement $A\%$ égal à 8 %. La composition chimique du lot matière est donnée par le Tableau 3.

Tableau 3- Analyse à la coulée du P-FLEX B1000.

Elément	C	Si	Mn	P	S
% masse	0,58	0,28	0,66	0,006	0,002

Le P-FLEX est envisagé pour remplacer à terme le C67S recuit afin d'économiser l'opération de trempe de la bague.

Le sens d'introduction de la bande est un paramètre traduisant l'effet du bobinage. Mkaddem et Saidane [Mkaddem 07b] ont réalisé une expérience sur un pliage en tombé de bord dans lequel un paramètre lié au sens d'introduction de la bande est étudié. Le pliage est défini concave lorsque le poinçon charge la surface extérieure de la bande. Il est défini convexe lorsque le poinçon charge la surface intérieure de la bande comme illustré par la Figure 19.

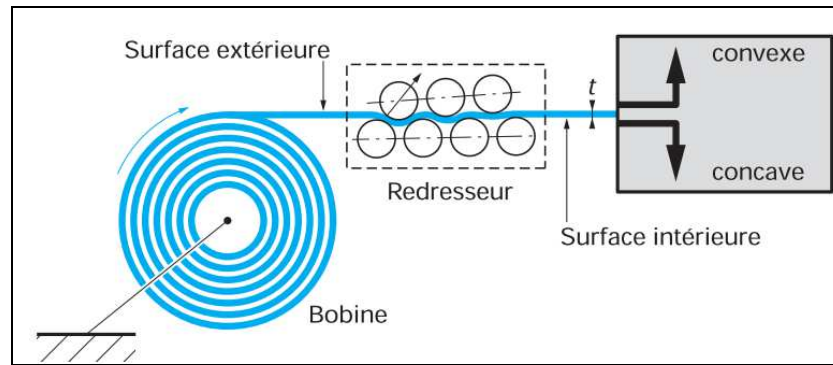


Figure 19. Schéma de définition des pliages concave et convexe [Mkaddem 07b].

La conclusion de cette étude est que le retour élastique est moins important pour un pliage convexe que pour un pliage concave. En effet, le bobinage de la matière induit dans l'épaisseur de la tôle un état de contrainte en traction vers la surface extérieure de la bande et en compression vers la surface intérieure. Le redressage diminue ces contraintes mais ne permet pas de les annuler. Par conséquent, lors du pliage concave, les contraintes vers la surface extérieure résultent de la somme des contraintes de traction initiales et des contraintes de traction dues au chargement. Lors du pliage convexe, le chargement par le poinçon de la surface intérieure de la bande permet dans un premier temps d'annuler les contraintes initiales de compression puis de générer des contraintes de traction. La tôle subit alors un changement de trajet de chargement qui est à l'origine du retour élastique moindre.

Deux cadences de production ont été testées :

- 127 coups par minute,
- 310 coups par minute.

La cadence de 127 coups par minute est la limite basse possible pour la production. La cadence de 310 coups par minute est la cadence habituelle de production. Au maximum, la cadence de la presse est 450 coups par minute mais elle est réservée uniquement pour un essai ponctuel. L'influence du réglage du redresseur n'est pas testée car les outilleurs ne font pas varier le paramètre du redressage lors de la mise au point de l'outillage. Ce paramètre est uniquement modifié si la bande n'arrive pas à s'introduire dans l'outil.

Le Tableau 4 résume la campagne de mesure des bagues anti-fluage testant l'influence des paramètres liés au matériau, au sens d'introduction de la bande et à la cadence. Dans ce paragraphe, les campagnes n°1 et n°6 sont celles de référence respectivement pour le C67S et le P-FLEX. Elles sont effectuées sur des bagues produites avec les paramètres utilisés par les outilleurs pour la production usuelle de la bague. En effet, l'outilleur décide du sens d'introduction de la bande en fonction de la position de la bavure de découpe sur la bande. Celle-ci doit se situer à l'intérieur de la bague pour ne pas endommager le support plastique lors de sa mise en place. La bavure se situe sur la surface extérieure de la bande en C67S donc le pliage est convexe. Pour le P-FLEX, le pliage est concave car la bavure est située sur la surface intérieure de la bobine.

Tableau 4. Résumé des campagnes de mesure des bagues anti-fluage.

N° campagne	Matériau	Sens	Cadence (coups/min)
1	C67S	convexe	310
2	C67S	concave	310
3	C67S	convexe	127
4	C67S	concave	127
5	P-FLEX	concave	310

1.2 Résultats de la campagne de mesure

Trois paramètres de contrôle sont indiqués sur le plan qualité de la Figure 18. Le plus intéressant pour quantifier le retour élastique est le diamètre extérieur de la bague noté D, qui a une valeur nominale égale à 12,9 mm et une tolérance valant $\pm 0,2$ mm.

En production, les outilleurs utilisent le pied à coulisse pour contrôler le diamètre des bagues en sortie de presse. Deux mesures sont effectuées sur chaque bague : le diamètre extérieur à l'entrefer et le diamètre extérieur sur l'axe perpendiculaire à l'axe de l'entrefer et à une cote proche du milieu de la hauteur de la bague. Il est évident que ce moyen de mesure ne permet pas de définir avec précision la géométrie de la pièce. C'est pourquoi nous avons utilisé un moyen qui permet de mesurer un diamètre à partir de la mesure des coordonnées de la surface extérieure de la bague : la Machine à Mesurer Tridimensionnelle (MMT).

La bague est mesurée par la MMT optique de marque OGP CNC 500 dont la précision de mesure pour une pièce de cette taille est de 2,7 μm . Ce moyen de métrologie est utilisé par le service qualité d'A.Raymond. Les bagues sont disposées sur le plateau de mesure et la machine scanne le contour de chaque pièce par-dessus en utilisant un pas constant de 0,05 mm. Ensuite, le logiciel de mesure calcule le diamètre extérieur par la méthode des moindres carrés, c'est-à-dire qu'il détermine le diamètre du cercle qui minimise les écarts au carré entre les points de la surface extérieure de la bague et leur projection sur ce cercle. Le logiciel fournit également le défaut de circularité, qui est la différence entre les diamètres des cercles de même centre que le cercle aux moindres carrés mais passant par les points qui sont les plus écartés de ce cercle. Le Tableau 5 donne la moyenne des diamètres extérieurs mesurés sur un échantillon de 50 pièces par campagne de mesure ainsi que la moyenne des défauts de circularité.

Tableau 5. Résultats des campagnes de mesure par MMT optique.

N° campagne	Diamètre (mm)	Ecart-type (mm)	Défaut de circularité (mm)	Ecart-type (mm)
1	12,95	6.10-3	0,11	2.10-2
2	13,03	5.10-3	0,17	2.10-2
3	12,95	5.10-3	0,1	2.10-2
4	13,03	5.10-3	0,15	2.10-2
5	13,94	6.10-3	0,08	1.10-2

La comparaison des résultats des campagnes 1 et 3, et 2 et 4 montre qu'il n'y a pas d'influence de la cadence dans la gamme des cadences testées sur le retour élastique des bagues anti-fluage. Ceci signifie que le comportement du matériau doit être peu sensible dans la gamme des vitesses de déformation induites par les cadences testées.

La différence des diamètres mesurés lors des campagnes 1 et 2, et 3 et 4 montre qu'il y a une influence du sens d'introduction de la bande dans l'outil. Le pliage convexe donne moins de retour élastique que le pliage concave ce qui est en accord avec les résultats de [Mkaddem 07b].

Le diamètre mesuré le plus important est celui du P-FLEX (campagne n°5), cela indique que les bagues anti-fluage en P-FLEX présentent plus de retour élastique que celles en C67S. Ce résultat est logique car le retour élastique est d'autant plus grand que les contraintes sont importantes et le matériau P-FLEX a des caractéristiques mécaniques ($R_{e0,2}$ et R_m) plus élevées que le C67S. De plus, le diamètre des bagues en P-FLEX est hors tolérances. La validation du changement de matière n'est donc pas automatique car l'outillage actuel ne permet pas de produire ces bagues dans les tolérances attendues. Par conséquent, la géométrie des outillages doit être optimisée pour obtenir les dimensions requises.

Le Tableau 5 met également en évidence le fait que la géométrie de la bague n'est pas parfaite puisque les défauts de circularité ne sont pas nuls. La bague présente donc des défauts de forme. Une hypothèse est que la bague présente également des défauts sur sa hauteur qui ne peuvent pas être identifiés par la MMT optique. En effet, celle-ci ne mesure que le contour supérieur de la bague. Pour décrire la géométrie complète de la bague et valider cette hypothèse, la MMT avec palpeur est utilisée. Seules les bagues des campagnes de référence sont mesurées par ce moyen.

1.3 Mesurage des bagues par la MMT avec palpeur

Les mesures par MMT avec palpeur ont été réalisées par l'entreprise de métrologie 3XY. La mesure d'une pièce par ce moyen est assez longue car le nombre de points de mesure est élevé (1600 points). C'est pourquoi le nombre de bagues mesurées a été réduit à 10

pièces. Pour chaque pièce, un repère est associé à la bague. Le schéma de la Figure 20 illustre la construction de ce repère. Tout d'abord, le diamètre intérieur de la bague sur le bord supérieur (à une cote $z = -0,5$ mm) est palpé. Un plan (PL1) est construit et passe par le centre du cercle. Ce plan est aligné avec le plan de la machine. Ensuite, le point GH qui correspond au bord de l'arête gauche de l'entrefer sur le bord supérieur est relevé ainsi que le point DT, son homologue sur l'arête droite. Une bissectrice (LN1) passant par le point ML, milieu du segment [GH,DT] est construite. L'axe Y est aligné sur cette bissectrice.

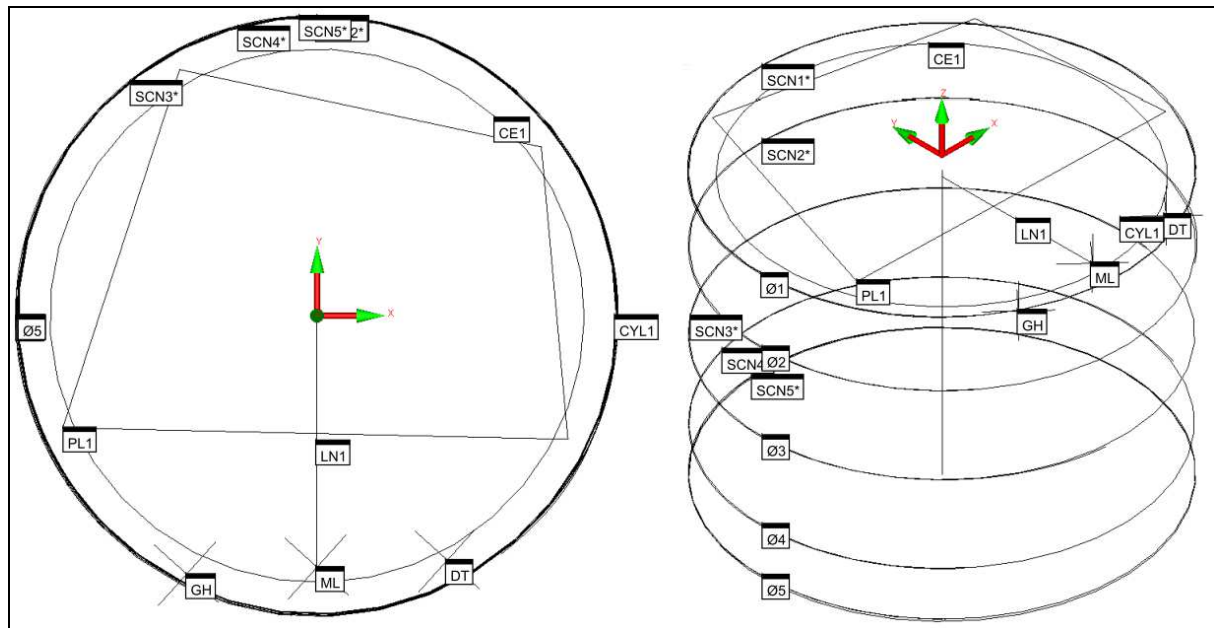


Figure 20. Schéma de prise de mesure par MMT avec palpeur. A gauche : construction du repère sur le plan supérieur. A droite : Vue d'ensemble des prises de mesure.

Le palpeur a un diamètre de 1,5 mm. Une section en (XY) est mesurée tous les 0,5 mm suivant Z et la fréquence d'acquisition des points sur chaque section est de 10 points/mm.

La MMT avec palpeur calcule le diamètre sur chaque section par la méthode des moindres carrés. Le Tableau 6 donne la moyenne des diamètres ainsi que l'écart-type pour les cotes :

- $z = -0,5$ mm, qui correspond à la première section mesurée,
- $z = -3$ mm,
- $z = -6$ mm, milieu de la hauteur de la bague,
- $z = -9$ mm,
- $z = -10,7$ mm, qui correspond à la dernière section mesurée.

Tableau 6. Résumé des résultats de la mesure par MMT avec palpeur.

	10 pièces de la campagne 1		10 pièces de la campagne 6	
	Moyenne des diamètres (mm)	Ecart-type (mm)	Moyenne des diamètres (mm)	Ecart-type (mm)
z = -0,5 mm	12,95	8.10^{-3}	13,94	7.10^{-3}
z = -3 mm	12,92	7.10^{-3}	13,9	7.10^{-3}
z = -6 mm	12,90	7.10^{-3}	13,88	6.10^{-3}
z = -9 mm	12,92	5.10^{-3}	13,9	6.10^{-3}
z = -10,7 mm	12,94	5.10^{-3}	13,92	5.10^{-3}

L'évolution des diamètres sur la hauteur de la bague montre que le cylindre n'est pas parfait mais plutôt concave (Figure 21), c'est-à-dire que le diamètre moyen est plus faible à $z = -6$ mm que sur les bords à $z = -0,5$ mm et $z = -10,7$ mm. Le défaut de cylindricité sur chaque lot mesuré vaut 0,1 mm en moyenne pour les bagues en C67S et 0,2 mm pour le P-FLEX. Il est donc nécessaire de faire attention à la position de la mesure du diamètre extérieur pour la comparaison des pièces réelles et simulées.

Par le calcul des diamètres en différentes cotes, il est donc possible de caractériser deux défauts de forme : le défaut de circularité et celui de cylindricité. Pour caractériser plus finement les défauts de forme existants sur les bagues, une méthode innovante de métrologie développée au laboratoire SYMME par le groupe qualité des systèmes est employée : la Décomposition Modale Discrète (DMD).

1.4 Exploitation des données de la MMT avec palpeur : la Décomposition Modale Discrète (DMD)

Dans ce paragraphe, les travaux d'Hugues Favrelière [Favrelière 09] sur le tolérancement modal ont été utilisés pour exploiter les données fournies par la MMT avec palpeur et caractériser plus précisément les défauts de forme de la bague. La DMD est utilisée en métrologie dimensionnelle pour caractériser les défauts de forme des surfaces. Cette méthode est issue de la recherche sur la corrélation entre la vibration sonore d'une cloche et ses défauts géométriques [Samper 03]. Cette méthode décompose les défauts d'un élément géométrique, connu de manière discrète, sur une base de descripteurs issus de la mécanique vibratoire. Dans cette section, la méthode MemoSurf[®] (Métrologie Modale des Surfaces) est exposée ainsi que les résultats pour la bague en C67S issue de la campagne de mesure n°1. Cette méthode a fait l'objet d'un développement sous Matlab. Le lecteur souhaitant plus de précisions peut se reporter au chapitre 2 de la thèse d'Hugues Favrelière.

La première étape consiste à identifier l'élément géométrique nominal auquel le nuage de points de mesure est comparé. Dans le cas de la bague, l'élément géométrique nominal est

rapporté à l'élément géométrique idéal cylindre. Les paramètres du cylindre sont sa hauteur h et son diamètre D .

1.4.1 Nombre de points de mesure minimum

Un défaut est caractérisé par un nombre d'ondulations. La deuxième étape a pour but de déterminer le nombre de points de mesure minimum pour décrire le défaut recherché. Ce minimum est trouvé par le critère d'échantillonnage de Nyquist.

Théorème de Nyquist : si l'on sait qu'un signal infiniment long ne contient aucune longueur d'onde inférieure à une longueur d'onde spécifiée, le signal peut être reconstruit à partir des valeurs du signal à des intervalles régulièrement espacés pourvu que l'intervalle soit plus petit que la moitié de la longueur d'onde spécifiée.

Le nombre de points minimum d'échantillonnage choisi dans cette méthode pour décrire une longueur d'onde est donné par la formule suivante :

$$N = 6 \times N_0 + \begin{cases} 1 & \text{si ligne ouverte (profil)} \\ 0 & \text{si ligne fermée (cercle)} \end{cases} \quad (1)$$

où N est le nombre de points minimum et N_0 le nombre d'ondulations.

Ainsi, nous avons conclu d'après les résultats du Tableau 6 que le cylindre pouvait être concave. Le mode lié à ce défaut est illustré sur la Figure 21.

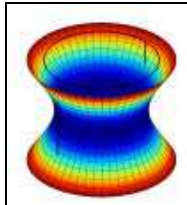


Figure 21. Mode concave d'un cylindre [Favrelière 09].

Ce défaut est décrit par une demi-longueur d'onde. Il faut donc d'après (1) au minimum quatre points de mesure sur la hauteur de la bague pour décrire ce mode. 20 points ont été mesurés par la MMT avec palpeur sur la hauteur de la bague donc ce défaut peut être quantifié par la DMD.

La bague est mise en forme grâce à quatre poinçons mais de par la faible dimension du poinçon du bas, l'hypothèse émise est que la bague est trilobée. Le mode lié à ce défaut est illustré sur la Figure 22.

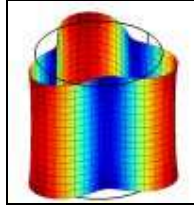


Figure 22. Mode trilobe du cylindre [Favrelière 09].

Ce défaut est une ligne fermée décrite par trois ondulations, donc d'après (1), il faut un minimum de 18 points de mesure par cote pour identifier ce mode. 70 points ont été mesurés par la MMT avec palpeur, ce défaut est donc quantifiable par la DMD.

1.4.2 Construction de la base modale de l'élément géométrique nominal

La base modale de l'élément géométrique nominal est construite en calculant ses modes propres par la méthode des éléments finis. Le cylindre est modélisé par sa surface maillée avec des éléments coques. Une hypothèse forte est que les degrés de liberté dans le plan tangent aux éléments sont bloqués car les déplacements tangents n'ont pas d'intérêt géométrique et ne sont pas mesurables par les moyens de mesure adoptés. Le modèle de comportement du matériau est élastique avec un module d'Young de 210 GPa et un coefficient de Poisson de 0,3.

La méthode des éléments finis s'appuie sur la théorie de la dynamique des systèmes discrets pour extraire les modes propres de la structure.

Soient n le nombre de degrés de libertés du système, K sa matrice de raideur, C sa matrice d'amortissement et M sa matrice de masse qui ont pour taille $(n \times n)$ et q le vecteur de déplacement de taille $(n \times 1)$. L'équation du mouvement est donnée par :

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = F(t), \quad (2)$$

où $F(t)$ est le vecteur des efforts dépendant du temps t et de taille $(n \times 1)$.

La détermination des modes propres revient à calculer les n solutions de l'équation du mouvement pour une vibration libre ($F(t) = 0$) d'un système conservatif (C est une matrice nulle) :

$$M\ddot{q} + Kq = 0. \quad (3)$$

Les modes propres sont de la forme :

$$q_i = Q_i \cos(\omega_i t), \quad (4)$$

où Q_i est le vecteur propre associé au vecteur ω_i des pulsations propres.

En introduisant (4) dans (3), on obtient :

$$(K - \omega_i^2 M)Q_i = 0. \quad (5)$$

Le vecteur des pulsations propres est trouvé en résolvant :

$$\det(K - \omega_i^2 M) = 0. \quad (6)$$

Les déformations les plus simples de la structure se trouvent aux fréquences les plus basses. Les modes propres sont classés par pulsations croissantes et les 24 premiers modes naturels du cylindre sont donnés sur la Figure 23.

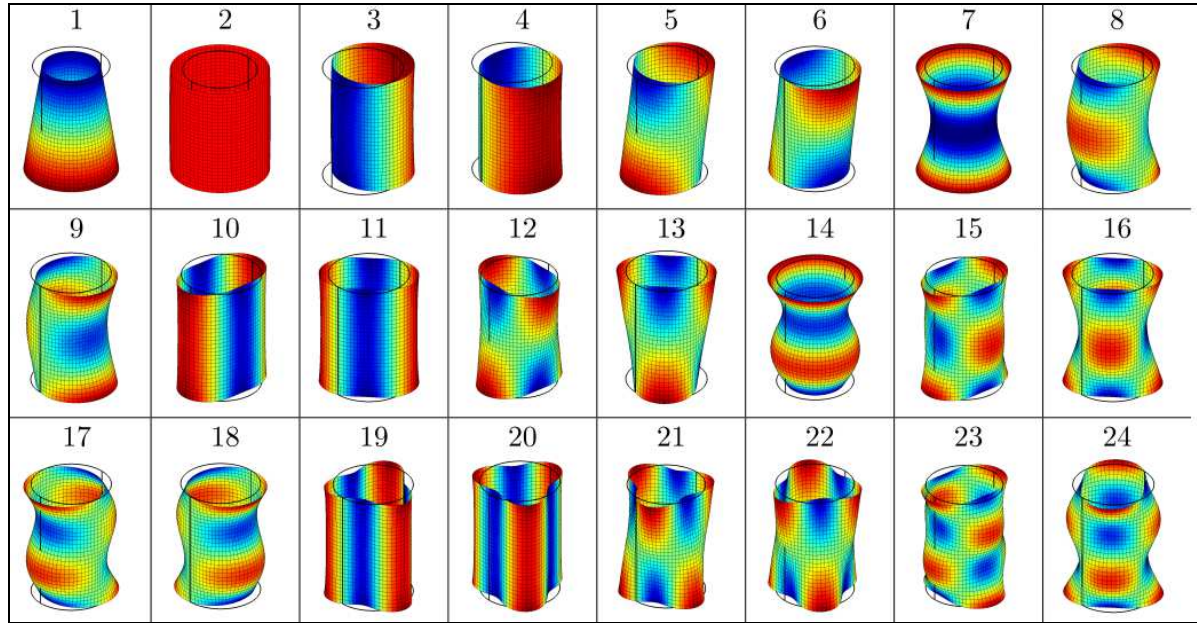


Figure 23. 24 premiers modes naturels du cylindre [Favrelière 09].

Les vecteurs modaux Q_i forment une base modale Q qui représente les défauts de forme de l'élément géométrique nominal.

En pratique, une seule base modale générique est construite pour un élément géométrique idéal suivant ses proportions géométriques. Pour le cylindre, trois bases ont été construites au cours des travaux de thèse d'Hugues Favrelière, suivant la valeur du rapport diamètre sur hauteur (D/h) :

- pour les cylindres courts quand $D/h > 1,5$,
- pour les cylindres intermédiaires quand $2/3 \leq D/h \leq 1,5$,
- pour les cylindres longs quand $D/h < 2/3$.

Ces trois bases comportent les mêmes modes, seul leur ordre naturel change.

1.4.3 Association du nuage de points de mesure à un élément géométrique idéal

Le nuage de points de mesure est associé à un élément géométrique idéal dont les paramètres sont optimisés. En effet, l'association consiste à minimiser la distance entre le nuage de points de mesure et l'élément géométrique idéal. L'élément géométrique idéal a le même maillage que l'élément géométrique de référence. Le nuage de points ne coïncidant pas

avec les nœuds du maillage, une étape d'interpolation des points mesurés est effectuée au préalable.

La norme euclidienne est choisie pour évaluer la distance. Le problème de minimisation s'écrit alors :

$$\min \sum_{i=1}^N |d_i|^2, \quad (7)$$

ce qui revient à utiliser une méthode des moindres carrés.

Les solutions de cet ensemble d'équations sont les paramètres de l'élément géométrique idéal. La dernière étape de l'association consiste à calculer le vecteur des écarts normaux résiduels ^{mes}V entre le nuage de points et l'élément géométrique idéal.

1.4.4 Décomposition modale discrète

Lors de cette étape, le vecteur des écarts normaux résiduels ^{mes}V est décomposé dans la base modale Q . La décomposition consiste à déterminer les coordonnées modales λ_i telles que :

$$^{mes}V = \sum_{i=1}^{N_Q} \lambda_i Q_i + \varepsilon(N_Q), \quad (8)$$

où N_Q est le nombre de modes considérés et $\varepsilon(N_Q)$ le résidu de la décomposition.

Les vecteurs modaux Q_i sont normés suivant une norme infinie afin que la coordonnée modale représente la contribution métrique du mode.

1.4.5 Exploitation des résultats

Plusieurs résultats sont ensuite fournis par une routine spécifique développée sous Matlab. Le nombre de modes étudiés est restreint à 100. Le cylindre associé a un diamètre de 12,91 mm. La Figure 24 est une visualisation graphique des déviations du nuage de points par rapport à ce cylindre.

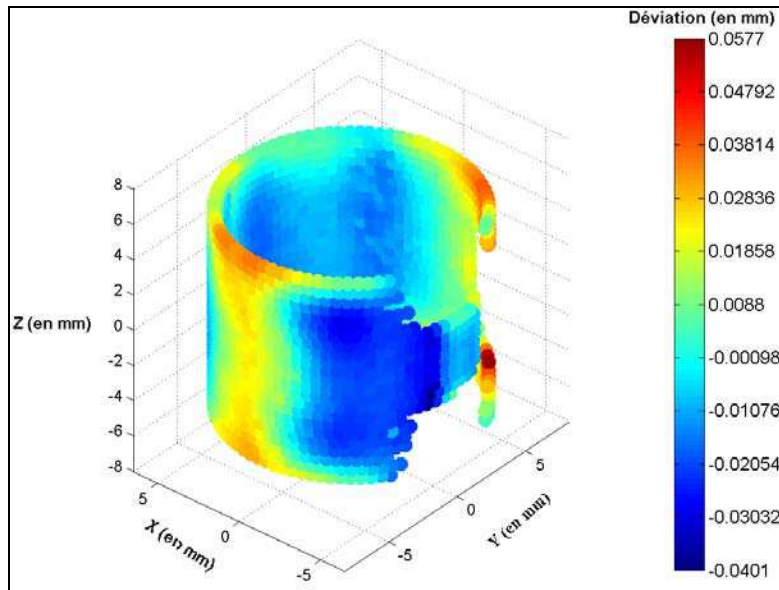


Figure 24. Déviations (en mm) du nuage de points par rapport à l'élément géométrique associé.

L'interprétation de ce graphique permet de conforter les résultats de la mesure par palpeur : les déviations sont plus importantes sur les bords de la bague qu'au milieu de sa hauteur. On constate également que la partie concave de l'entrefer (partie de l'entrefer en bleu) présente des déviations négatives par rapport à l'élément associé alors que la partie convexe de l'entrefer a des déviations positives.

Le spectre modal résultant de la DMD est donné dans la Figure 25. Il s'agit du graphique de l'amplitude de chaque mode, c'est-à-dire le graphique représentant les coordonnées modales λ_i . Le spectre modal donne la signature métrique des défauts.

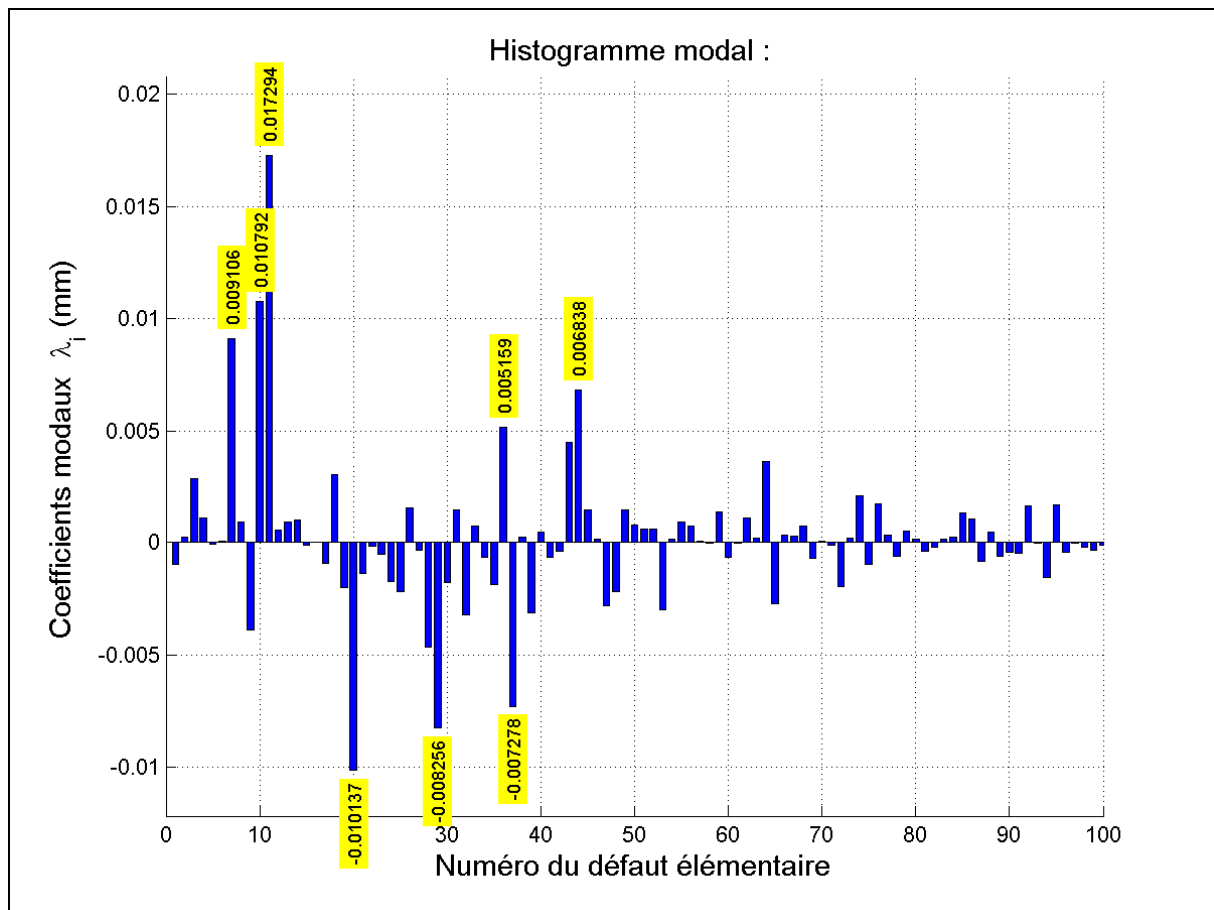


Figure 25. Spectre modal de la bague en C67S.

Le spectre modal met en évidence les coordonnées modales les plus importantes, c'est-à-dire les défauts prépondérants de la pièce. Sur la Figure 25, ils sont repérés par le cadre jaune contenant la valeur de la coordonnée modale. Les défauts prépondérants de la bague sont classés par ordre décroissant d'amplitude (en valeur absolue) et sont représentés graphiquement par les modes naturels qui leur correspondent. Les modes naturels prépondérants correspondant à ce classement sont donnés sur la Figure 26.

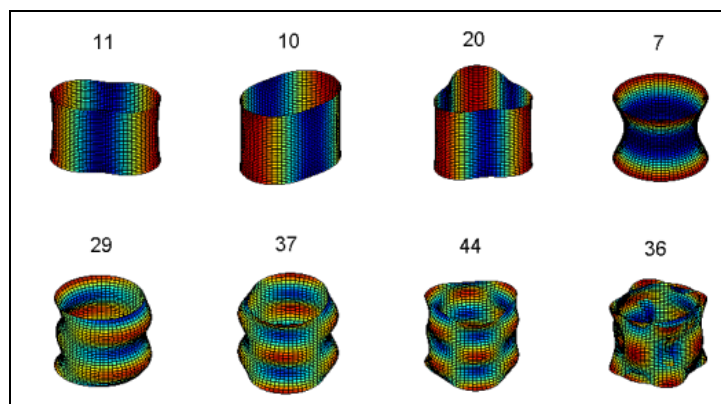


Figure 26. Modes prépondérants de la bague en C67S.

Les deux premiers modes prépondérants sont la paire des modes d'ovalité déphasés. Le troisième mode prépondérant est le mode trilobé. Le quatrième mode est le mode concave

qui était pratiquement visible à l'issue de l'analyse de l'évolution des diamètres à différentes cotes de la bague permise par la MMT avec palpeur. Les quatre modes suivants présentent plus d'ondulations et sont d'un ordre inférieur au centième donc nous n'en tiendrons pas compte dans la suite.

La Figure 27 représente la reconstruction de la géométrie en utilisant les 30 premières coordonnées modales et également les 100 premières coordonnées modales.

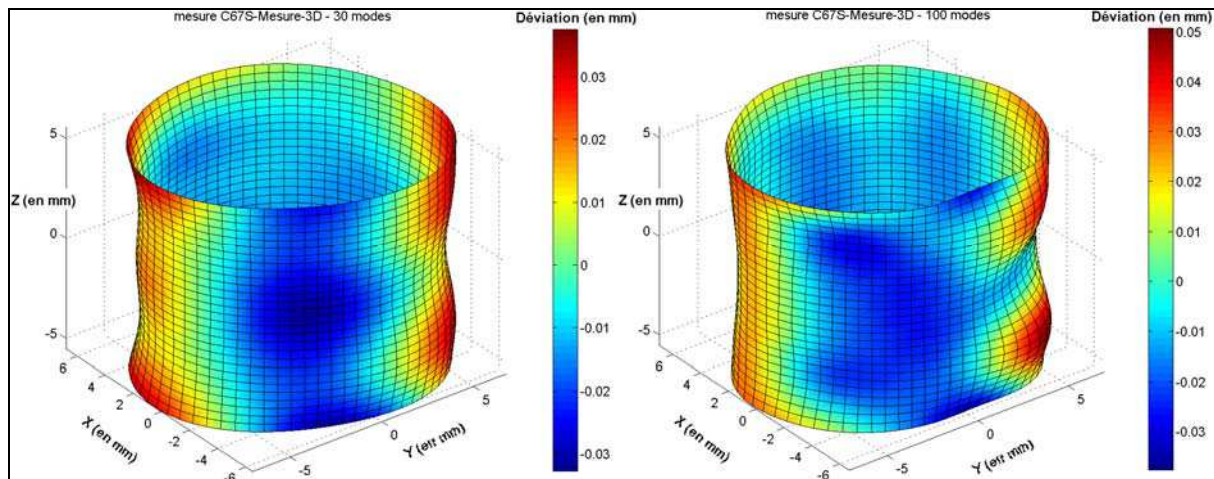


Figure 27. Reconstruction de la géométrie avec 30 modes à gauche et 100 modes à droite.

Il est évident que plus on utilise un grand nombre de modes, plus la géométrie reconstruite s'approche du nuage de points mesurés de la Figure 24.

Grâce aux différents moyens de mesure, nous avons établi deux types de mesure pour décrire les géométries expérimentales de référence. La mesure de la forme globale de la bague est donnée par des diamètres déterminés par la méthode des moindres carrés à différentes cotes. La mesure modale décrit plus finement la géométrie de la bague par ses défauts de forme. Ces deux types de mesurage sont utilisés lors de la corrélation des résultats de la simulation numérique avec l'expérience. Un préalable à la construction d'un modèle de pliage est de définir le modèle de comportement du matériau qui constitue une brique importante de ce modèle.

2 Modélisation du comportement mécanique du matériau

Les essais mécaniques les plus courants pour la caractérisation du comportement sont les essais de traction, de compression, de flexion, de cisaillement, de résilience et de fatigue. Dans cette étude, l'essai de traction uniaxiale à température ambiante et à vitesse constante est choisi car il est simple à mettre en œuvre et c'est un essai maîtrisé dans l'entreprise. De plus, on suppose que l'écrouissage du matériau est isotrope donc la caractérisation du matériau par l'essai de traction est suffisante pour identifier un modèle apte à reproduire la sollicitation en

pliage. Différentes analyses sont effectuées afin de déterminer la typologie du comportement à retenir (critère de plasticité isotrope ou anisotrope, sensibilité de l'écoulement à la vitesse de déformation).

Les modèles classiques proposés dans les logiciels éléments finis pour les matériaux métalliques prennent en compte différents types de comportement : élasticité, plasticité, sensibilité de l'écoulement à la vitesse de déformation et à la température.

On trouve peu de références dans la littérature où est traitée l'identification du C67S et aucune sur l'acier C60S trempé. La base de données de Landolt-Bornstein éditée par Springer Materials [Spittel 09] et disponible sur Internet contient des fiches regroupant les paramètres matériaux pour la déformation à froid et à chaud des aciers. Le modèle utilisé est mathématique empirique et résulte d'essais de compression et torsion. La relation reliant la contrainte à la déformation pour le cas de la mise en forme à froid est :

$$\sigma = A.e^{m_1 \vartheta} . \varepsilon^{m_2} . e^{m_4 / \varepsilon} . \dot{\varepsilon}^{m_3} , \quad (9)$$

où A est une constante, m_1 , m_2 , m_3 et m_4 sont des exposants traduisant l'influence des conditions de déformation sur la contrainte, ϑ est la température de déformation (en °C), ε est la déformation et $\dot{\varepsilon}$ la vitesse de déformation (en s⁻¹). De plus, la fiche fournit une contrainte de référence σ_{F0} évaluée à une température de 20 °C pour la mise en forme à froid, une déformation de 10 % et une vitesse de déformation de 10 s⁻¹. La Figure 28 est un extrait de la fiche du C67S contenant les différents paramètres de ce modèle ainsi que ses limites de validité.

State of material	Hot deformation	Cold deformation		
	deformed state	soft annealed	normalized	patented
	austenite			
σ_{F0} [MPa]	118.0	626.7	823.9	1035.7
A	3394.71	968.615	1273.424	1600.780
Effect of temperature K_9				
m_1	-0.00251	-0.00072	-0.00087	-0.00080
Effect of strain K_ϕ				
m_2	0.44545	0.21424	0.20145	0.19916
m_4	0.00075	0.00506	0.00061	0.00232
m_5	-0.00263			
m_7	0.73719			
Effect of strain rate $K_\dot{\phi}$				
m_3		0.00942	0.01023	0.01137
m_8	0.000148			
Range of validity				
ϑ [°C]	800...1200	20...300	20...300	20...300
ϕ	0.04...1.50	0.04...2.00	0.04...2.00	0.04...2.00
$\dot{\phi}$ [s ⁻¹]	<500	<500	<500	<500

Figure 28. Tableau des paramètres matériaux du C67S [Spittel 09].

Ces paramètres donnent seulement un aperçu du comportement du matériau puisque le modèle proposé n'est valable qu'à partir de 4 % de déformations. Il n'y a donc pas d'informations sur le comportement élastique et la transition élastoplastique.

De plus, comme évoqué au chapitre précédent, les outilleurs font des réglages de la presse à chaque nouveau lot matière ce qui indique qu'il existe une variabilité inter-lots du comportement. Cette variabilité ne doit pas surprendre, les tolérances sur la composition chimique et les caractéristiques mécaniques demandées dans le cahier des charges matériaux amènent à travailler avec une fourchette large de comportement. Il est donc nécessaire d'identifier le comportement des lots matière mis en forme lors des campagnes d'essais.

Après un bref rappel théorique sur l'essai de traction, le dispositif expérimental est présenté ainsi que les résultats des campagnes d'essais effectuées sur les deux matériaux.

2.1 Données sur l'essai de traction uniaxiale

2.1.1 Description du dispositif expérimental

Le principe de l'essai de traction uniaxiale est de déformer à une vitesse de déplacement de traverse constante une éprouvette tenue entre deux mors, l'un mobile et l'autre fixe, jusqu'à sa rupture et de relever l'effort F en fonction du déplacement. Lorsque la

largeur du feuillard est supérieure à 100 mm, les éprouvettes sont découpées suivant un gabarit par électroérosion au fil dont les dimensions sont données dans l'annexe 1. La découpe est réalisée suivant trois directions par rapport à celle du laminage : 0 °, 45 ° et 90 °. L'utilisation du gabarit a été possible pour le C67S non-trempé car il est acheté en grande largeur. Cependant, pour le P-FLEX, qui a été acheté à largeur d'outil (12 mm), les éprouvettes sont de forme rectangulaire dans la direction du laminage. Les dimensions des différentes éprouvettes sont données sur la Figure 29.

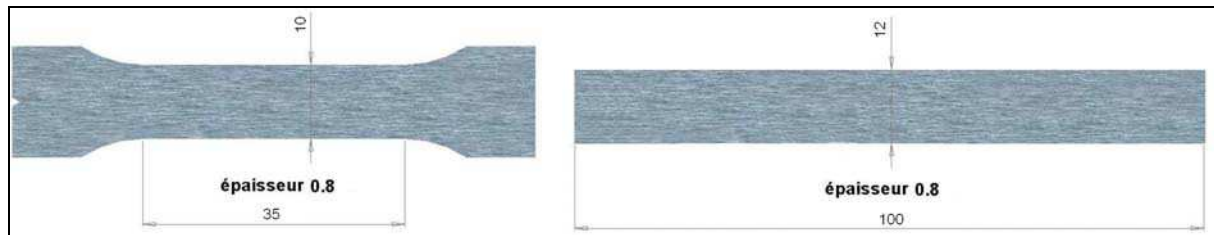


Figure 29. Dimensions en mm de l'éprouvette de traction : à gauche en C67S et à droite en P-FLEX.

Les éprouvettes ont des sections initiales S_0 différentes. Celle du C67S vaut 8 mm² alors que celle du P-FLEX vaut 9,6 mm².

La forme en haltères des éprouvettes en C67S assure un état de déformation homogène dans la zone utile de longueur initiale 35 mm. Les essais sont réalisés sur le banc de traction INSTRON® du laboratoire SYMME, contrôlé en vitesse de déplacement de traverse constante (vitesse maximale 450 mm/min) et d'une capacité de 50 kN. Deux moyens de mesure des déplacements de la matière sont utilisés : l'extensomètre et la corrélation d'images. L'acquisition des données du banc et de l'extensomètre, dont la longueur entre couteaux vaut 12,5 mm, est faite grâce à un premier PC. Pour réaliser la corrélation d'images, les éprouvettes sont préalablement peintes sous une hotte aspirante avec une couche blanche pour éviter les reflets de la surface métallique dans la vidéo puis mouchetées avec de la peinture noire. En face de la machine de traction, une caméra numérique monochrome HAMAMATSU de résolution 1280x1024 pixels est positionnée. Elle est reliée à un second PC et filme l'essai. La caméra est synchronisée avec le pilotage du banc de traction et enregistre une image pour chaque donnée acquise par l'extensomètre. Ce dispositif expérimental est schématisé sur la Figure 30.

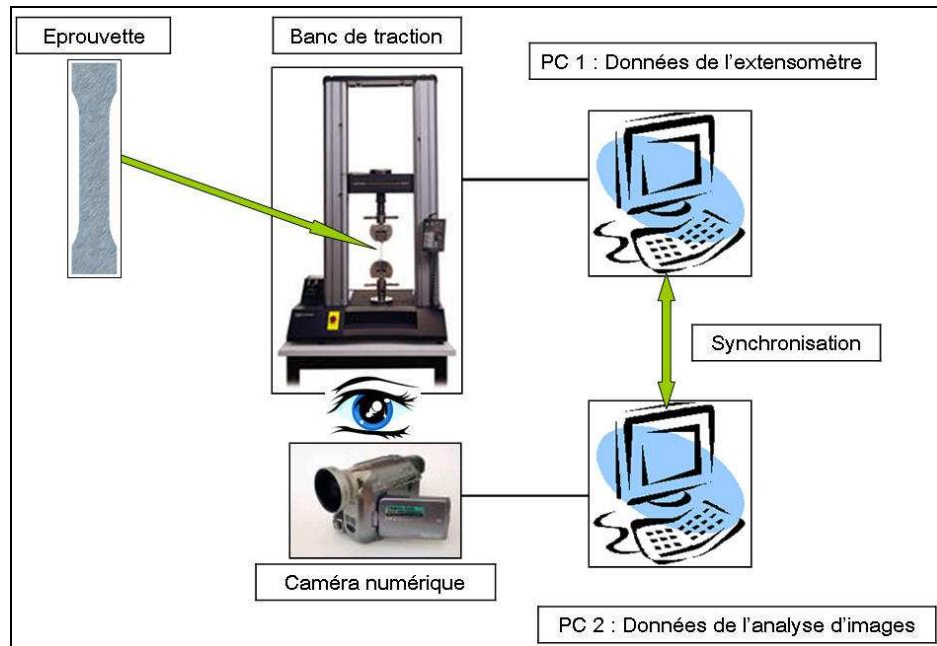


Figure 30. Schéma du dispositif expérimental de l'essai de traction.

La technique de corrélation d'images a été programmée au laboratoire SYMME dans le logiciel 7D [Vacher 99a] [Vacher 99b]. Elle consiste à calculer la position des motifs créés par le mouchetis de peinture sur chaque image, en utilisant un algorithme de corrélation basé sur les niveaux de gris appliqué entre chaque image et l'image initiale. Le calcul des positions de chaque motif permet ensuite de calculer un champ de déplacement de ces motifs et d'en déduire le champ de déformations en chaque instant de l'essai de traction sur toute la surface de l'éprouvette.

La campagne d'essais menée a consisté à évaluer l'incidence de la vitesse de déformation et de la direction de traction par rapport à celle du laminage sur le comportement mécanique du matériau. Pour assurer la répétabilité des résultats, chaque essai est reproduit 5 fois et les courbes fournies dans ce rapport sont représentatives du comportement mécanique moyen du matériau.

2.1.2 Déformations et contraintes de l'essai de traction

Afin d'obtenir un comportement intrinsèque au matériau, non dépendant de la géométrie de l'échantillon, on introduit les grandeurs contraintes et déformations. Le tenseur des contraintes ne comporte qu'une composante suivant l'axe de traction.

Le rapport de l'allongement ΔL sur la longueur initiale L_0 définit la déformation nominale :

$$\varepsilon_N = \frac{\Delta L}{L_0}. \quad (10)$$

Quand la déformation nominale est calculée à partir du déplacement mesuré par l'extensomètre, la longueur L_0 vaut 12,5 mm. Elle vaut 20 pixels (taille du motif) si le déplacement est mesuré par la méthode de corrélation d'images. Sachant que la largeur de l'éprouvette en C67S est décrite par 115 pixels, la longueur L_0 vaut environ 1,7 mm.

Cette mesure de la déformation n'intègre pas l'évolution des dimensions durant l'essai, c'est pourquoi il est usuel de calculer la déformation vraie ou logarithmique définie par :

$$\varepsilon_V = \int_{L_0}^L \frac{dl}{l} = \ln\left(\frac{L}{L_0}\right) = \ln\left(1 + \frac{\Delta L}{L_0}\right) = \ln(1 + \varepsilon_N), \quad (11)$$

où L est la longueur à un instant donné. La mesure de la déformation vraie est donc plus faible que la mesure de la déformation nominale correspondante.

La contrainte nominale s'obtient en divisant l'effort F par la section initiale de l'éprouvette S_0 :

$$\sigma_N = \frac{F}{S_0}. \quad (12)$$

La contrainte vraie est cette fois définie par le rapport de l'effort F sur la section courante S :

$$\sigma_V = \frac{F}{S}. \quad (13)$$

On suppose la partition des déformations entre une partie élastique réversible ε^E et une partie plastique irréversible ε^P :

$$\varepsilon = \varepsilon^E + \varepsilon^P. \quad (14)$$

Pour les petites déformations, les mesures nominales et vraies sont pratiquement égales et on suppose que le matériau a un comportement élastique linéaire et isotrope de type loi de Hooke. La loi de Hooke généralisée s'écrit :

$$\sigma_{ij} = \frac{E}{1+\nu} \left(\varepsilon_{ij} + \frac{\nu}{1-2\nu} \varepsilon_{kk} \delta_{ij} \right), \quad (15)$$

où E et ν sont les paramètres de la loi, respectivement appelés module d'Young et coefficient de Poisson, δ_{ij} est le symbole de Kronecker qui vaut 1 quand $i=j$, 0 dans le cas contraire et ε_{kk} représente la somme des termes diagonaux du tenseur des déformations notée selon la convention de sommation d'Einstein.

Pour un essai de traction uniaxiale, cette loi s'écrit simplement :

$$\sigma = E \varepsilon^E. \quad (16)$$

Lorsque les déformations sont dans le domaine plastique, l'hypothèse de volume constant propre à la plasticité permet de dégager une relation entre les contraintes nominales et vraies :

$$\sigma_V = \sigma_N(1 + \varepsilon_N). \quad (17)$$

La mesure de contrainte vraie est donc plus importante que la mesure de contrainte nominale. La Figure 31 illustre l'écart entre les données nominales et vraies pour un essai sur le P-FLEX à une vitesse de déplacement de 10 mm/min dans la direction du laminage.

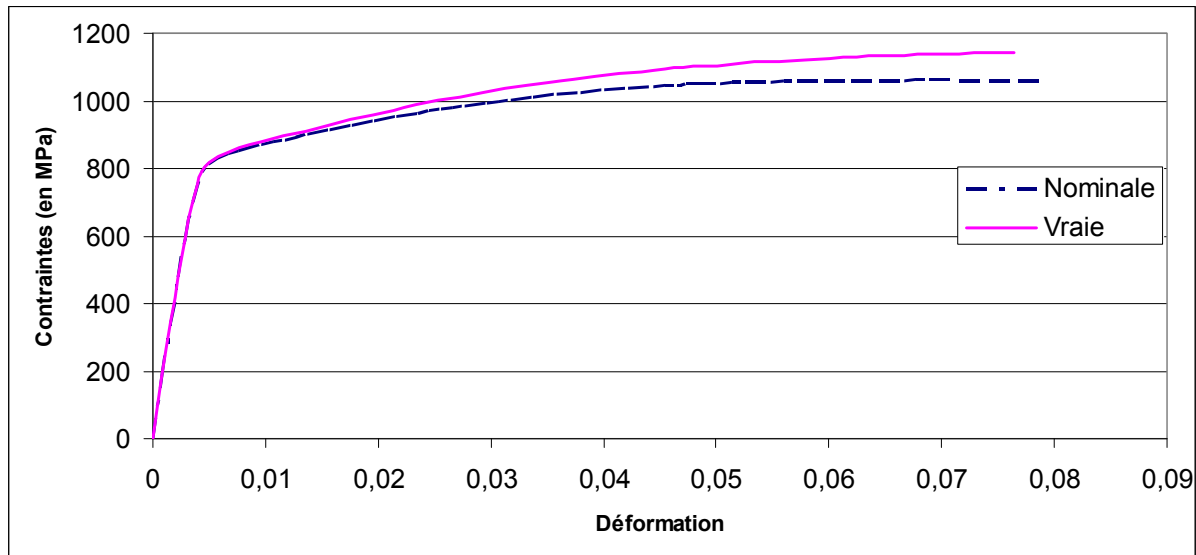


Figure 31. Courbes de traction nominale et vraie du P-FLEX pour une vitesse de 10 mm/min dans la direction du laminage.

La déformation plastique est calculée en retranchant à la déformation vraie la déformation élastique :

$$\varepsilon_V^P = \varepsilon_V - \frac{\sigma_V}{E}. \quad (18)$$

En traçant les contraintes vraies en fonction des déformations plastiques, on obtient la courbe de référence qui sera introduite dans le code éléments finis.

2.1.3 Apport de la corrélation d'images

Le logiciel 7D calcule le champ de déformations logarithmiques sur toute la surface de l'éprouvette à chaque instant de l'essai. L'analyse de ces champs permet d'identifier trois phases au cours de l'essai de traction [Dumoulin 03] :

- une phase où le champ de déformations est homogène dans les directions longitudinale et transverse,
- une phase où le champ de déformations est homogène uniquement dans la direction transverse,
- une phase où le champ de déformations est hétérogène.

La première phase est de courte durée car l'essai de traction est rapidement hétérogène. La seconde phase correspond à l'apparition d'une localisation longitudinale. La dernière phase correspond au développement de la localisation transverse qui conduit à la rupture de l'éprouvette. L'exploitation des résultats de 7D consiste à récupérer les déformations dans la section concernée par la rupture qui connaît le maximum de déformations. Ces données sont valides tant que l'état de déformation est homogène dans la section de l'éprouvette (Figure 32) c'est-à-dire dans les deux premières phases de l'essai.

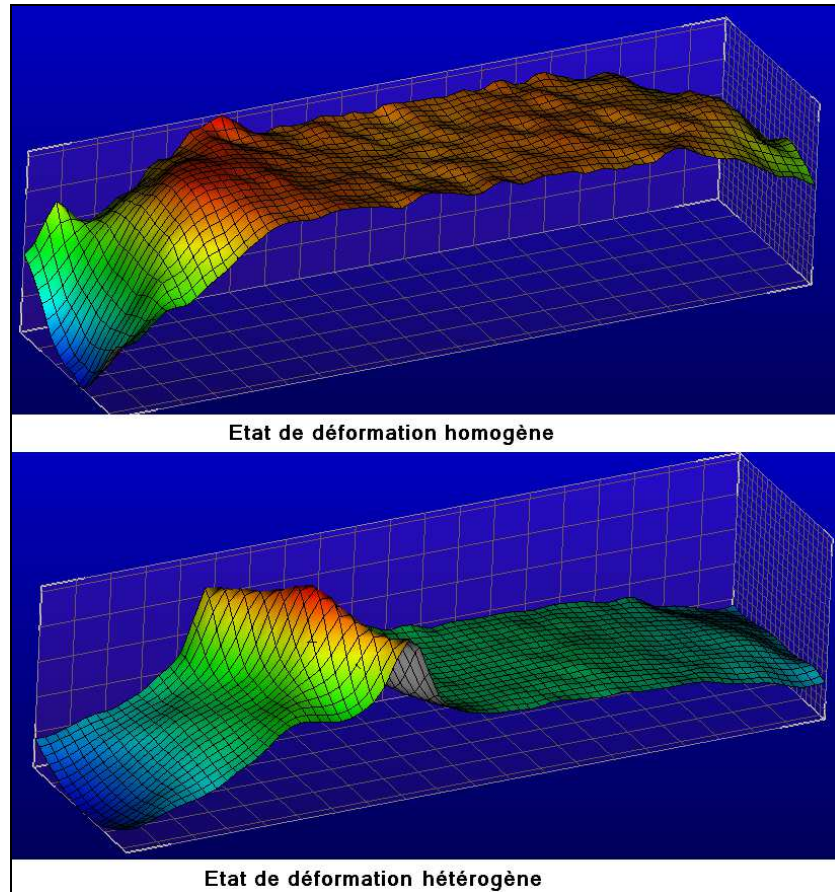


Figure 32. Etats de déformation homogène et hétérogène sur la zone utile de l'éprouvette visualisés avec 7D.

Les contraintes vraies σ_{V_CI} sont déduites des déformations de la corrélation d'images ε_{V_CI} grâce à la formule :

$$\sigma_{V_CI} = \sigma_N \exp(\varepsilon_{V_CI}) \quad (19)$$

où σ_N est la contrainte nominale calculée à partir des données du capteur d'effort.

La relation (18) est utilisée pour calculer les déformations vraies plastiques issues de la corrélation d'images.

Lorsque la localisation longitudinale devient importante, la section de l'éprouvette dans la zone de mesure de l'extensomètre n'est plus constante. L'extensomètre mesure alors

une déformation moyennée sur sa longueur de mesure qui ne permet pas de mesurer la déformation de la section la plus faible. La corrélation d'images, qui mesure la déformation sur une longueur plus faible, permet d'améliorer la mesure de la déformation à cet instant de l'essai. Cet apport de la corrélation d'images est visible par la juxtaposition sur la Figure 33 des courbes de traction à partir des données extensomètre et corrélation d'images.

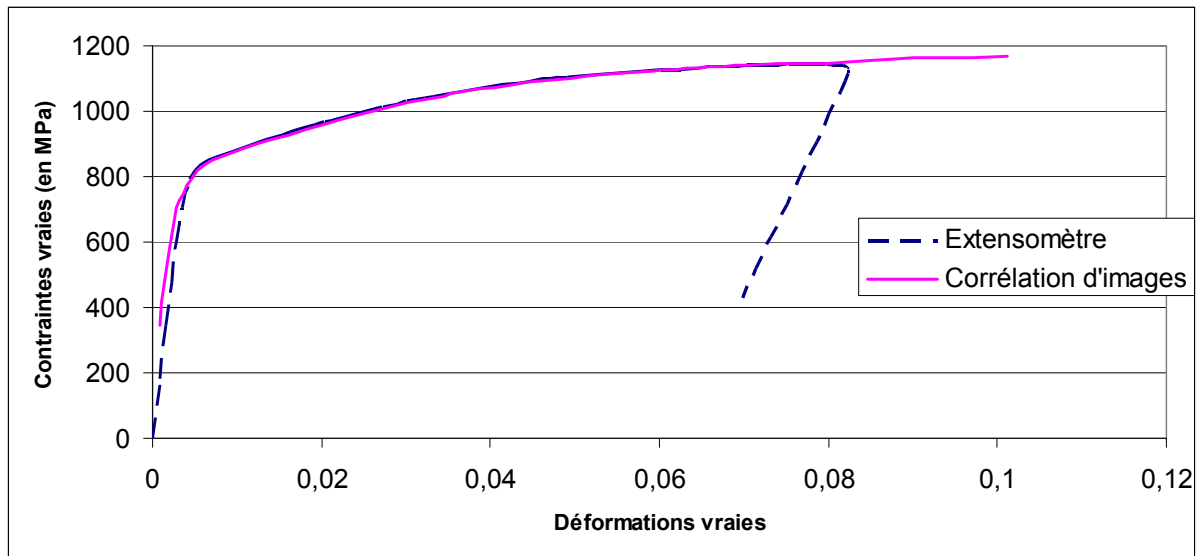


Figure 33. Courbes de traction vraies obtenues par l'extensomètre et par la corrélation d'images pour le P-FLEX pour la vitesse d'essai 10 mm/min dans la direction du laminage.

2.2 Exploitation des résultats

2.2.1 Identification des paramètres de la zone élastique

Dans le cadre d'opérations de mise en forme pour lesquelles le retour élastique est important, l'identification des paramètres déterminant le comportement élastique du matériau est particulièrement critique. La mise en tension de l'éprouvette au début de l'essai est accompagnée d'un redressement du galbe de l'échantillon et d'un alignement des mors, ce qui rend difficilement exploitables les premiers points de la courbe de traction. Dans cette partie, on s'attache à trouver une méthode de détermination qui permette d'obtenir de manière fiable et répétitive les paramètres élastiques.

Dans cette étude, le coefficient de Poisson ν n'a pas été identifié. Il est choisi égal à sa valeur théorique pour ce type d'acier et vaut 0,3.

Le module d'Young E est la pente de la partie linéaire sur la courbe de traction. Plusieurs méthodes de détermination de ce paramètre à partir d'un essai de traction sont proposées dans la littérature. Lemaître et Chaboche [Lemaître 85] effectuent une régression linéaire sur les points appartenant à l'intervalle de contrainte $[0,15Re ; 0,85Re]$, où Re est la

limite élastique du matériau. Koss [Koss 92] réalise une régression linéaire pour les aciers présentant un palier plastique. Dans les autres cas, il modélise le début de la courbe par une fonction hyperbolique et définit le module d'Young par la pente de la tangente à cette fonction à l'origine. Morestin et Boivin [Morestin 96] ont mis au point le protocole expérimental suivant : l'essai de traction est réalisé à une vitesse très faible entre 0,2 mm/min et 0,5 mm/min, soit une vitesse de contrainte de 1-2 MPa/s. 300 à 500 points sont récupérés entre deux bornes de contrainte σ_{\min} et σ_{\max} . Trois types de modules sont calculés à partir de ces données. A chaque nouveau couple de points contrainte-déformation, le module d'Young total est calculé par régression linéaire sur tous les points. Le deuxième paramètre est le module d'Young sécant. Il est déterminé par la pente entre un point d'origine, qui est la moyenne des 10 premiers points et chaque nouveau couple de points contrainte-déformation. Le tracé de ces trois paramètres en fonction de la déformation fait apparaître un plateau commun. C'est la valeur correspondant à ce plateau qui est retenue comme étant celle du module d'Young.

Plusieurs méthodes ont été testées :

- régression linéaire sur les données de l'extensomètre sur un essai de traction monotone,
- régression linéaire sur les données de l'analyse d'images sur un essai de traction monotone,
- essai de traction dans la zone élastique avec jauges de déformation,
- essais cyclés charge-décharge dans la zone élastique.

Les deux matériaux ne présentent pas de paliers plastiques et dans le cas de l'acier recuit C67S, la méthode par régression linéaire sur les points de la zone élastique à partir des données fournies par l'extensomètre n'a pas donné satisfaction. Pour illustrer ce problème, la Figure 34 donne le graphique des zones linéaires du C67S et du P-FLEX pour un essai de traction à vitesse de traverse constante de 5 mm/min, ce qui assure une vitesse de déformation de $2,4 \cdot 10^{-3} \text{ s}^{-1}$, avec une fréquence d'acquisition des données de 0,1 s.

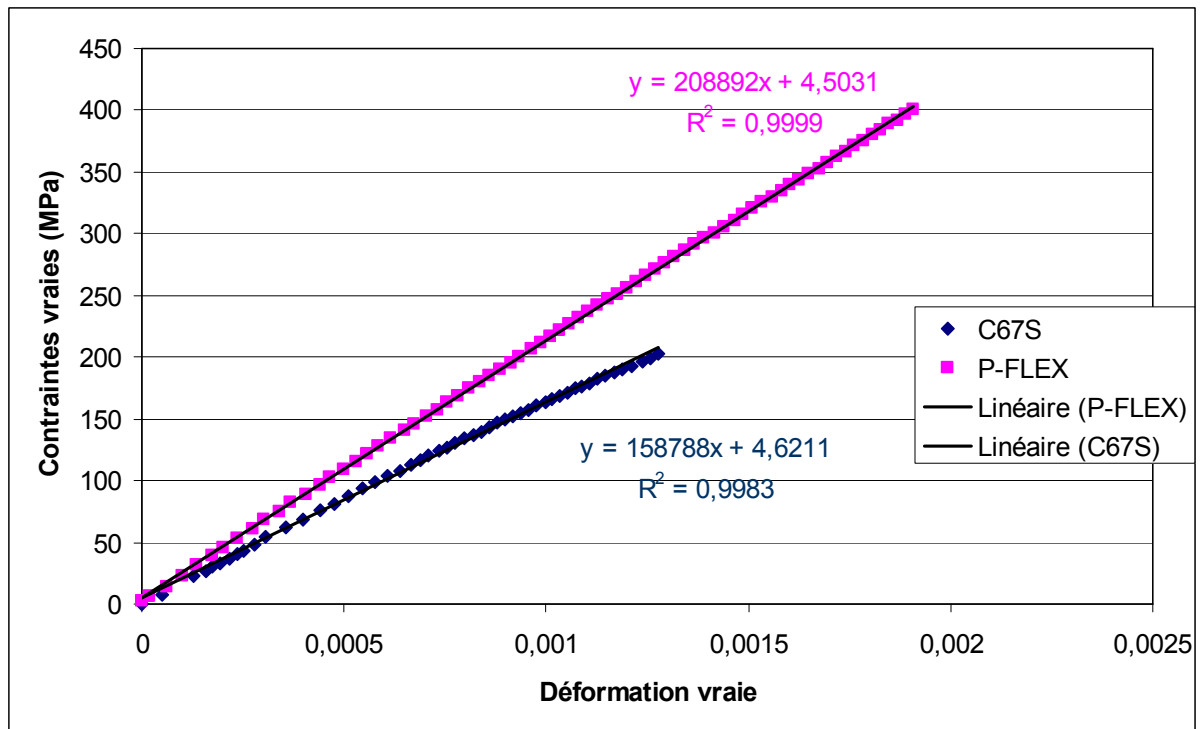


Figure 34. Modules d'Young du P-FLEX et du C67S avec mesure des déformations par l'extensomètre.

La courbure précoce prise par l'acier C67S ne permet pas d'identifier par régression linéaire le module d'Young. En effet, on constate que le module d'Young trouvé (158 GPa) est loin de la valeur théorique des aciers (210 GPa) et de celui du P-FLEX (209 GPa) qui a pourtant une composition chimique similaire.

L'identification du module d'Young au moyen de la corrélation d'images effectuée avec 7D n'a pas été possible pour cette taille de grille de 20x20 pixels. En effet, les faibles déformations en zone élastique induisent du bruit dans l'exploitation des images ce qui se traduit par des ondulations de la courbe contraintes-déformations obtenue dans la zone élastique.

De même, l'utilisation de jauges de déformations n'a pas été concluante. Les jauges utilisées sont uniaxiales de référence HBM 1-LY11-3/120 de résistance nominale 120 Ω . Un essai de traction sur le C67S d'une durée de 10 s et allant jusqu'à 0,2 % de déformation avec deux jauges collées sur la surface de l'éprouvette dans le sens longitudinal et transverse est réalisé. De plus, un extensomètre mesure la déformation dans l'éprouvette. Les jauges fournissent la variation relative de résistance $\frac{\Delta R}{R}$ au cours de l'essai qui est liée à l'allongement par la relation :

$$\frac{\Delta R}{R} = K \frac{\Delta L}{L}, \quad (20)$$

où K est une constante.

La Figure 35 donne la mesure du coefficient de Poisson au cours de l'essai.

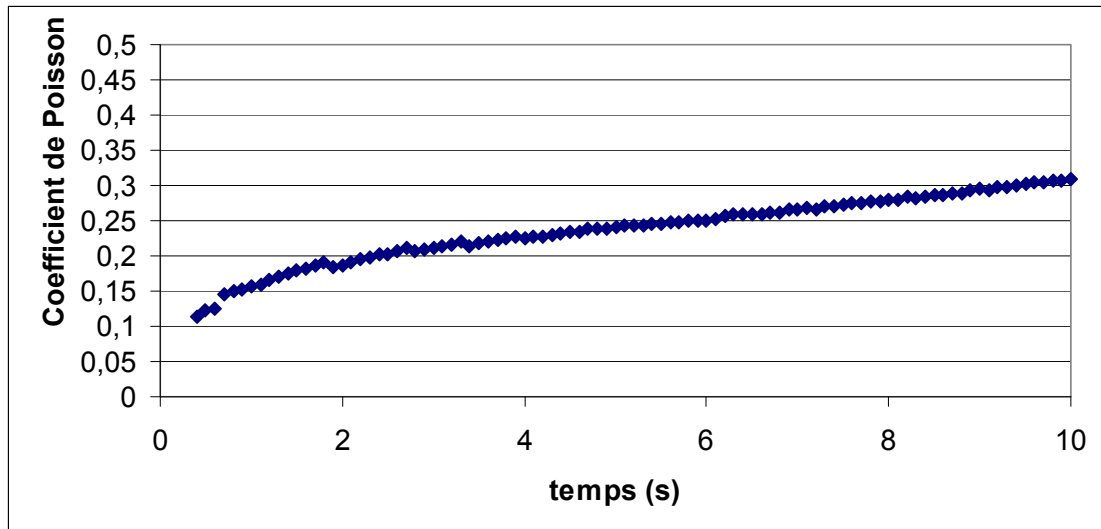


Figure 35. Coefficients de Poisson au cours de l'essai de traction avec jauges de déformation.

On constate que le coefficient de Poisson n'est pas constant au cours de l'essai. De même, la mesure du module d'Young avec les jauges de déformation et l'extensomètre (Figure 36) révèle une évolution de celui-ci au cours du temps.

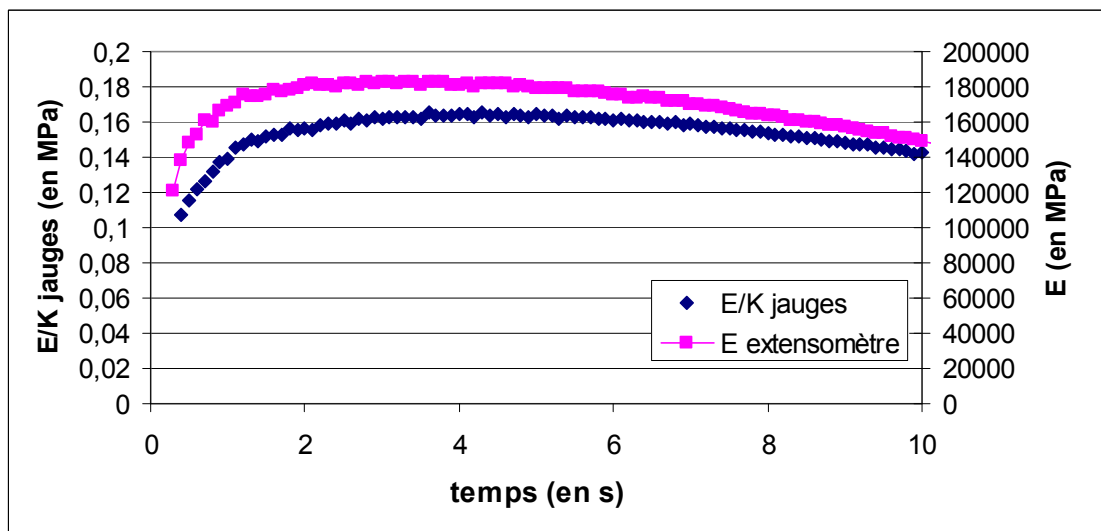


Figure 36. Modules d'Young au cours de l'essai avec jauges de déformation et extensomètre.

Ces différents moyens de mesure montrent qu'il n'est pas possible d'assurer une proportionnalité entre la déformation et la contrainte avec l'essai de traction monotone. Le module est donc déterminé à partir des données de l'extensomètre relevées lors d'un essai cyclé de charge et décharge dans la zone élastique dont le profil de chargement pour le C67S est donné par la Figure 37.

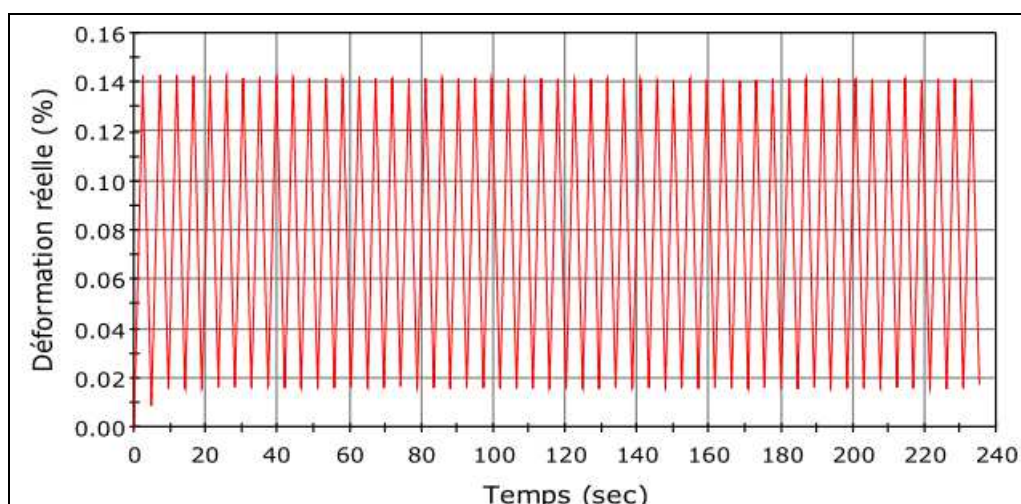


Figure 37. Profil du chargement des essais cyclés de charge-décharge pour le C67S non-trempé.

En effet, ces cycles pilotés à une faible vitesse de déformation dans l'intervalle de déformation correspondant aux contraintes $[0,15Re ; 0,85Re]$ permettent de s'assurer qu'on est bien dans un régime purement élastique. Ainsi, sur 50 cycles effectués, les modules d'Young sont déterminés par régression linéaire à chaque chargement. Les moyennes des modules d'Young calculés pour les deux matériaux ainsi que leur écart-type sont donnés dans le Tableau 7 et montrent que le comportement est bien linéaire.

Tableau 7. Modules d'Young du C67S et du P-FLEX identifiés par essais cyclés de charge décharge.

Matériau	E (en GPa)	Ecart-type (en GPa)
C67S	211,5	2,9
P-FLEX	210,3	0,97

2.2.2 Evolution du module d'Young avec la déformation plastique

Koss [Koss 92] a observé la décroissance du module d'Young sur un acier en réalisant des essais de traction sur des tôles ayant subi des pré-déformations plastiques allant de 0 % à 30 %. Morestin et Boivin [Morestin 96] ont confirmé cette décroissance sur quatre matériaux, dont un acier XC38 (équivalent du C35E en norme européenne EN) jusqu'à 14 % de déformation plastique (Figure 38). La diminution du module d'Young atteint jusqu'à 20 %.

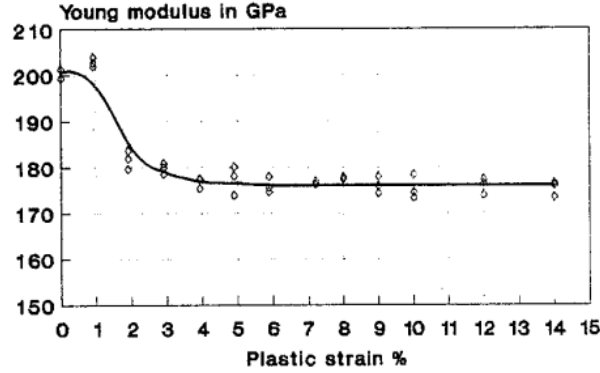


Figure 38. Module d'Young du XC38 identifié en traction en fonction de la déformation plastique [Morestin 96].

Morestin et Boivin ont modélisé ce comportement élastique grâce à une fonction linéaire par morceaux représentée graphiquement sur la Figure 39 et définie par trois paramètres qui sont E_1 le module initial, ε_l la déformation plastique à partir de laquelle le module devient constant à une valeur E_2 .

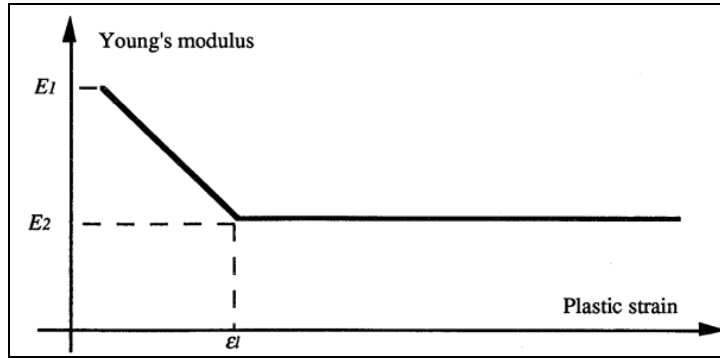


Figure 39. Définitions des paramètres du modèle de comportement élastique [Morestin 96].

Ce modèle a été repris par Zang *et al.* [Zang 07] pour une étude du retour élastique en pliage d'un alliage d'aluminium. Il a été programmé dans une routine en Fortran de type UMAT couplée à un modèle numérique de pliage sous Abaqus. Le retour élastique prédit avec ce modèle est plus important qu'avec un module constant et diminue l'écart entre la simulation et l'expérience.

Grèze [Grèze 09] a modélisé l'évolution du module d'Young avec la déformation plastique sous une forme exponentielle :

$$E(\varepsilon^P) = E_1 - (E_1 - E_\infty)(1 - \exp(-\beta(\varepsilon^P)^q)), \quad (21)$$

où trois paramètres : E_∞ qui est appelé seuil de saturation et β et q sont identifiés par la méthode des moindres carrés pour corrélérer aux résultats expérimentaux.

Dans cette thèse, un essai par matériau étudié a été réalisé pour identifier les paramètres d'un modèle exponentiel établi par Yoshida et Uemori [Yoshida 03] :

$$E(\varepsilon^P) = E_1 - (E_1 - E_\infty)(1 - \exp(-\beta\varepsilon^P)), \quad (22)$$

L'essai réalisé consiste alors en une alternance de 50 cycles de charge et décharge pour déterminer le module d'Young à une déformation plastique donnée et d'essais de traction pour incrémenter la déformation totale de 1 %.

Pour le C67S, les paramètres du modèle valent $E_1 = 224,1$ GPa, $E_\infty = 147,66$ GPa et $\beta = 16,79$ et les résultats expérimentaux ainsi que les modules recalculés par le modèle en fonction de la déformation plastique sont donnés sur la Figure 40.

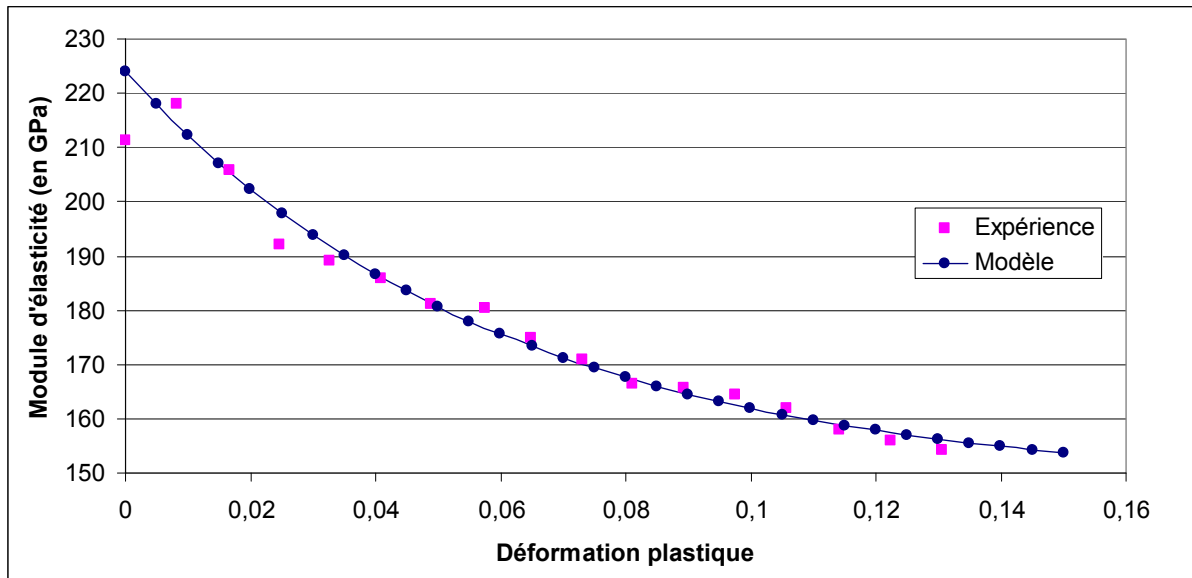


Figure 40. Modules d'élasticité expérimentaux et recalculés par le modèle en fonction de la déformation plastique pour le matériau C67S.

Pour le P-FLEX, les paramètres du modèle valent $E_1 = 209,8$ GPa, $E_\infty = 154,3$ GPa et $\beta = 15,37$ et les résultats expérimentaux ainsi que les modules recalculés par le modèle en fonction de la déformation plastique sont donnés sur la Figure 41. Le modèle a également permis d'extrapoler les valeurs du module d'Young jusqu'à 15 % de déformation plastique.

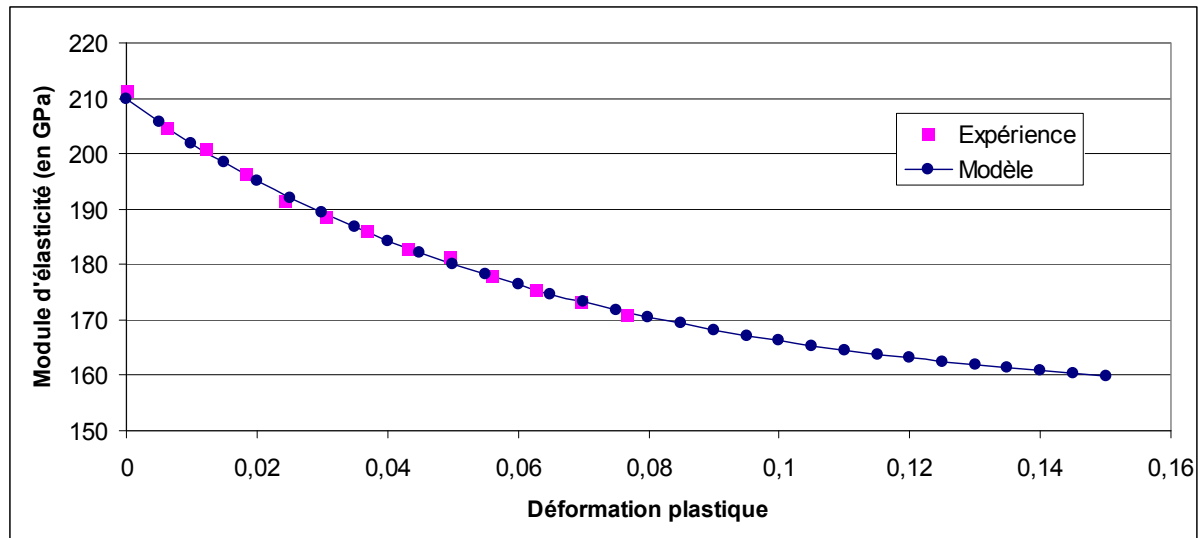


Figure 41. Modules d'élasticité expérimentaux et recalculés par le modèle en fonction de la déformation plastique pour le matériau P-FLEX.

Si on compare les résultats expérimentaux obtenus pour le C67S (Figure 40) et le P-FLEX (Figure 41), on s'aperçoit que d'une part, la déviation des points expérimentaux par rapport aux points recalculés par le modèle est plus importante pour le C67S que pour le P-FLEX. D'autre part, la décroissance est plus forte pour le C67S que pour le P-FLEX alors que ce sont deux aciers à carbone et que l'on pourrait penser que la décroissance relative soit sensiblement la même. Il faudrait affiner la détermination des modules d'Young du C67S en utilisant par exemple une méthode vibratoire sur des éprouvettes déformées en traction à différentes valeurs de déformations plastiques et en extrayant leurs premiers modes propres.

2.2.3 Identification de la limite élastique R_e

La limite élastique est par définition la contrainte à partir de laquelle le matériau commence à se déformer de manière irréversible. Conventionnellement, une valeur de la limite élastique notée $R_{e0,2}$ est définie par la valeur de la contrainte lorsque la déformation plastique atteint 0,2 %.

Etant donnée la microplasticité présente dès le début des essais de l'acier à l'état recuit, nous définissons la limite élastique, notée R_e par la contrainte correspondant à la première valeur positive de déformation plastique. R_e est la première donnée de la courbe de référence.

Pour le C67S, la limite élastique est trouvée rapidement dès les premiers points d'acquisition. Par exemple, la limite élastique R_e du C67S telle que nous l'avons déterminée pour une vitesse de traverse constante de 5 mm/min vaut 44 MPa. Dans les mêmes conditions d'essai, celle du P-FLEX vaut 460 MPa.

2.2.4 Ecouissage isotrope

Dans cette étude, le comportement plastique des deux matériaux est modélisé par un écouissage isotrope car la bague anti-fluage est mise en forme par un chargement monotone qui n'implique pas de caractériser un écouissage cinématique. Par contre, pour des cas de pliage avec des trajets de chargement plus complexes, l'identification de l'écouissage cinématique serait nécessaire pour améliorer la prédiction du retour élastique. L'identification des paramètres de ce type d'écouissage pourrait se faire via des essais de cisaillement cycliques [Incandela 06].

2.2.5 Critères de plasticité

Le laminage des tôles métalliques entraîne généralement une anisotropie orthotrope du comportement mécanique et les axes principaux d'anisotropie correspondent aux directions de laminage, transverse et normale.

Les éprouvettes de P-FLEX n'ayant pu être découpées que dans la direction du laminage, son comportement plastique est modélisé par défaut par le critère isotrope de von Mises.

L'anisotropie du C67S est mise en évidence au moyen d'essais de traction dans la direction du laminage (0°), transverse (90°) et dans la direction 45° par rapport à la direction du laminage. La Figure 42 montre la différence de comportement plastique du matériau pour des tractions à une vitesse de traverse constante de 5 mm/min dans les trois directions.

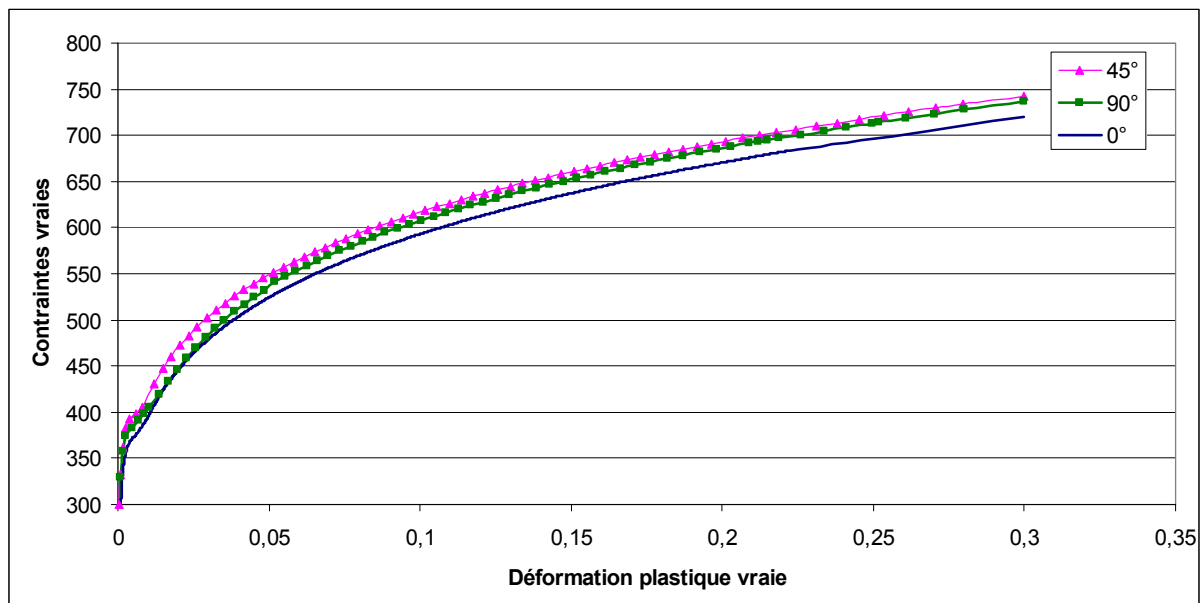


Figure 42. Courbes de référence du C67S suivant trois directions de traction par rapport à celle de laminage pour la vitesse 5 mm/min.

Les coefficients de Lankford [Lankford 50] caractérisent l'anisotropie du matériau. Ces coefficients renseignent sur la propension du métal à se déformer plutôt en largeur ou en épaisseur lorsqu'on lui impose un allongement. Ils sont définis par le rapport entre les déformations plastiques dans la direction transverse et celles dans l'épaisseur pour une traction dans la direction α par rapport à la direction du laminage :

$$r_{\alpha} = \frac{d\varepsilon_{\alpha+\frac{\pi}{2}}^P}{d\varepsilon_{33}^P} . \quad (23)$$

Les déformations vraies dans les directions du plan α et $\alpha + \frac{\pi}{2}$ sont déterminées à partir de la corrélation d'images tant que l'état de déformation est homogène. Les déformations plastiques sont calculées suivant l'équation (18) dans la direction transverse par :

$$\varepsilon_{\alpha+\frac{\pi}{2}}^P = \varepsilon_{\alpha+\frac{\pi}{2}} - \frac{\nu\sigma_{\alpha}}{E} . \quad (24)$$

Les déformations plastiques dans l'épaisseur sont déduites de l'hypothèse d'incompressibilité du matériau dans le domaine plastique :

$$\varepsilon_{33}^P = -\varepsilon_{\alpha}^P - \varepsilon_{\alpha+\frac{\pi}{2}}^P . \quad (25)$$

Le coefficient de Lankford est ensuite déterminé par une régression linéaire sur le graphique des déformations plastiques transverses en fonction des déformations plastiques dans l'épaisseur. La Figure 43 est un exemple de détermination du coefficient r_0 .

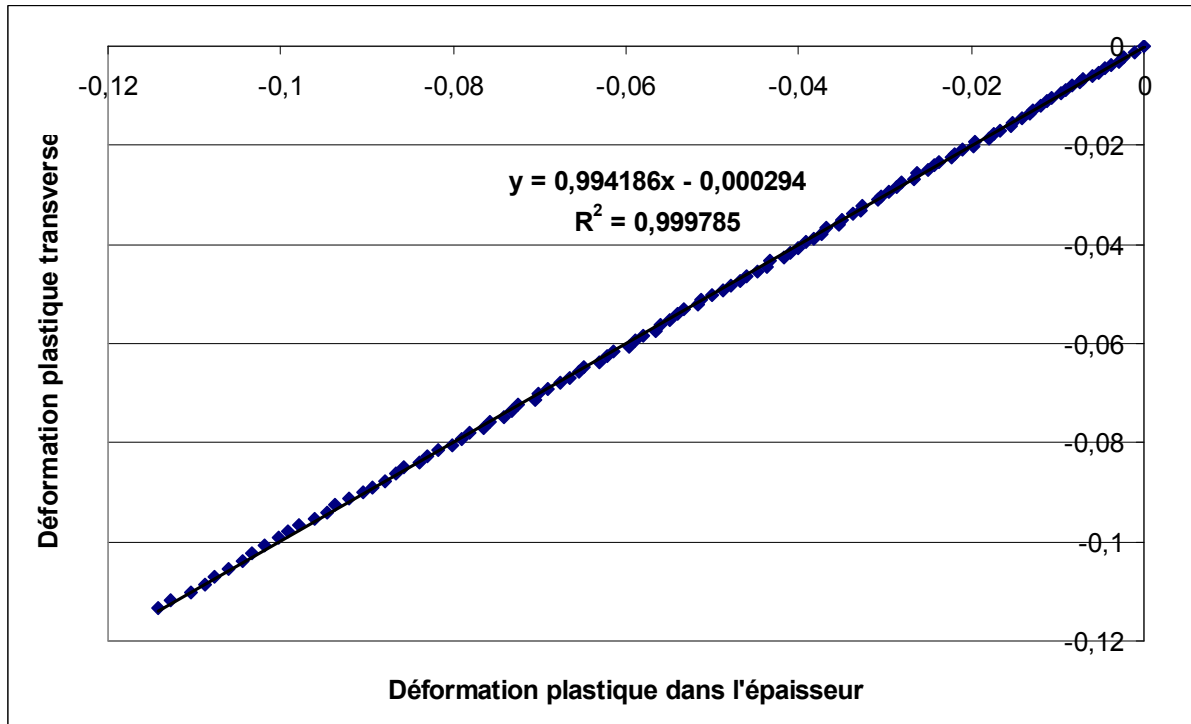


Figure 43. Déformations plastiques transverses en fonction des déformations plastiques dans l'épaisseur.

Les coefficients de Lankford du C67S sont donnés dans le Tableau 8.

Tableau 8. Coefficients de Lankford du C67S identifiés à une vitesse de 5 mm/min.

r_0	r_{45}	r_{90}
0,9941	0,8882	1,3401

Le coefficient d'anisotropie moyen est calculé par :

$$\bar{r} = \frac{r_0 + 2r_{45} + r_{90}}{4} \quad (26)$$

Le coefficient d'anisotropie planaire est calculé par :

$$\Delta r = \frac{r_0 - 2r_{45} + r_{90}}{4} \quad (27)$$

Le matériau C67S est faiblement anisotrope car \bar{r} vaut 1,027 et Δr vaut 0,139.

Le critère de plasticité choisi pour modéliser le comportement anisotrope du C67S est le critère de Hill48 [Hill 48] qui est programmé dans le logiciel éléments finis Abaqus. Ce critère est défini comme une extension du critère isotrope de von Mises. Dans l'espace des contraintes planes, il s'écrit :

$$f(\sigma) = \sqrt{(G + H)\sigma_{xx}^2 - 2H\sigma_{xx}\sigma_{yy} + (F + H)\sigma_{yy}^2 + 2N\sigma_{xy}^2} \quad (28)$$

avec les contraintes :

$$\begin{cases} \sigma_{xx} = \sigma_\alpha \cos^2 \alpha \\ \sigma_{yy} = \sigma_\alpha \sin^2 \alpha \\ \sigma_{xy} = \sigma_\alpha \sin \alpha \cos \alpha \end{cases} \quad , \quad \sigma_\alpha \text{ est la contrainte de traction, } x, y \text{ et } z$$

représentent les axes principaux d'orthotropie et F, G, H et N sont les coefficients de Hill.

Les coefficients de Hill sont reliés aux coefficients de Lankford par les relations suivantes :

$$\begin{cases} F = \frac{r_0}{r_{90}(1 + r_0)} \\ G = \frac{1}{(1 + r_0)} \\ H = \frac{r_0}{(1 + r_0)} \\ N = \frac{(r_0 + r_{90})(2r_{45} + 1)}{2r_{90}(1 + r_0)} \end{cases} \quad (29)$$

Les valeurs des coefficients de Hill sont résumées dans le Tableau 9.

Tableau 9. Résumé des coefficients de Hill 48 pour le C67S.

F	G	H	N
0,372	0,501	0,498	1,212

2.2.6 Sensibilité de l'écoulement à la vitesse de déformation

La production en grande série implique des cadences soutenues. La vitesse moyenne de déformation imposée aux matériaux par les presses est importante, de même que le gradient de vitesse lors d'une opération de pliage. Les vitesses imposées à la traverse sont 5 mm/min, 200 mm/min et 400 mm/min. Elles correspondent respectivement à des vitesses de déformation valant $2,4 \cdot 10^{-3} \text{ s}^{-1}$, $9,5 \cdot 10^{-2} \text{ s}^{-1}$ et $1,9 \cdot 10^{-1} \text{ s}^{-1}$. La Figure 44 représente les courbes de référence du C67S pour ces trois vitesses. Le comportement mécanique du matériau est sensible à la vitesse de déformation donc il faut prendre en compte les trois courbes présentées Figure 44 dans la définition du modèle de comportement. Pour une même déformation plastique, les contraintes sont croissantes avec la vitesse de déformation.

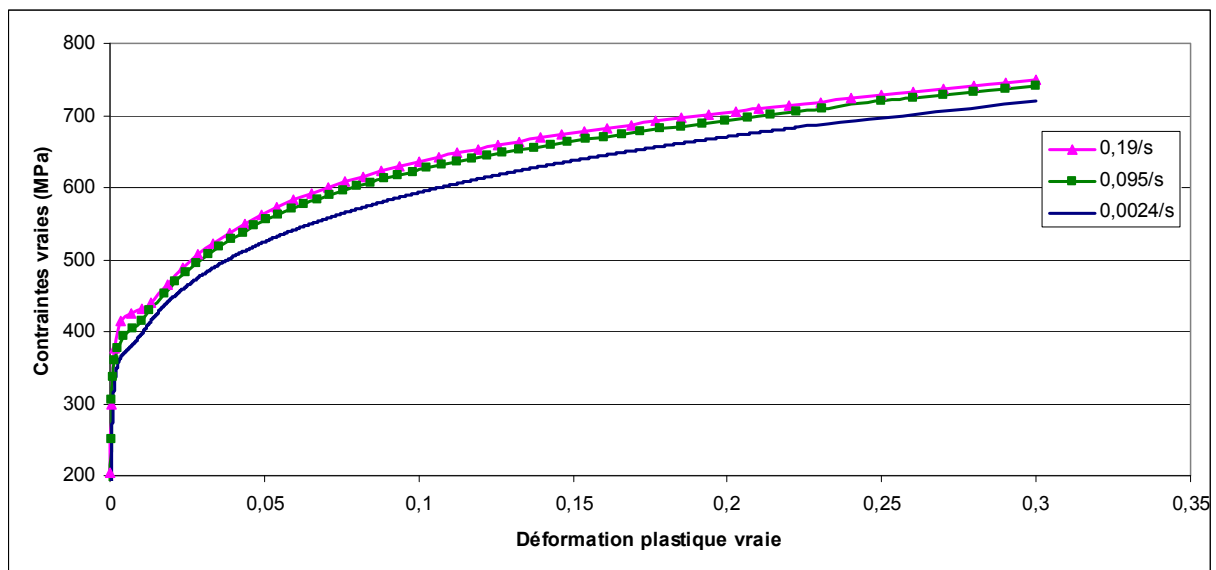


Figure 44. Courbes de référence du C67S pour trois vitesses de déformation.

Le matériau P-FLEX est également sensible à la vitesse de déformation et les courbes de référence pour les deux vitesses de déformation sont données sur la Figure 45.

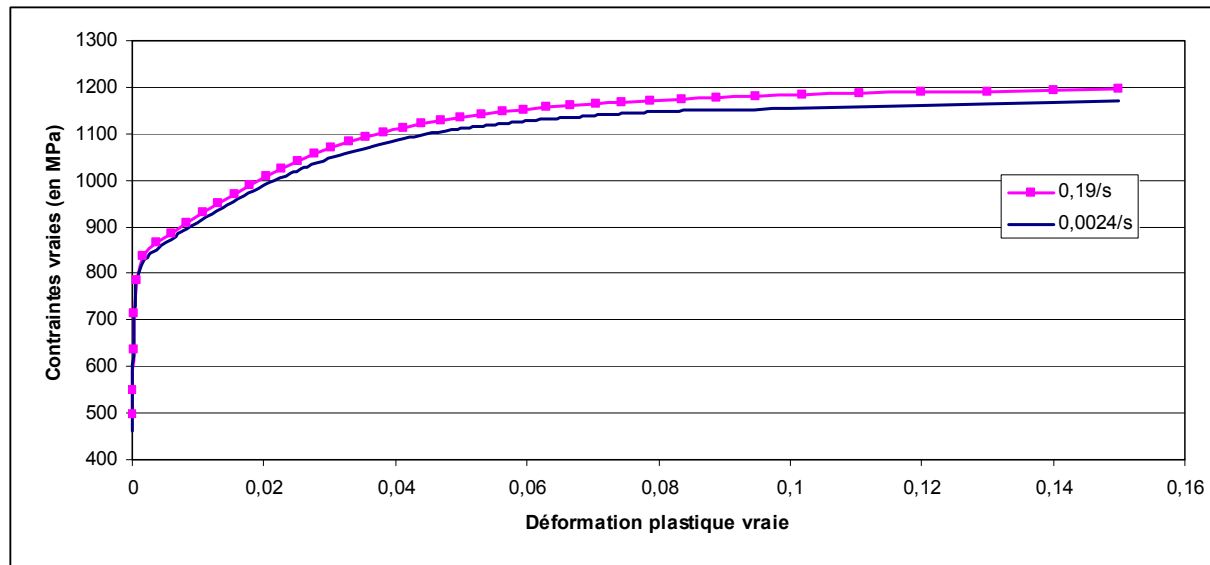


Figure 45. Courbes de référence du P-FLEX pour deux vitesses de déformation.

La méthode de caractérisation du matériau a été présentée. Les résultats de la campagne d'essais de traction uniaxiale ont abouti à la description de deux modèles de comportement pour le C67S et le P-FLEX. Le modèle de comportement a été validé par la simulation numérique d'un essai de traction. La construction du modèle numérique est décrite dans [Pouzols 07].

3 Conclusion

L'analyse des résultats d'une campagne de mesure des bagues anti-fluage montre qu'un pliage convexe est un bon moyen de diminuer le retour élastique. Le retour élastique de la bague est défini par la variation de son diamètre lors du procédé. Ensuite, une étude métrologique a été menée pour déterminer la géométrie de référence de la bague après retour élastique. Il s'avère que la bague ne peut être définie simplement par un diamètre, car celui-ci n'est pas constant sur sa hauteur en plus d'être un diamètre calculé au sens des moindres carrés à chaque cote sur un nuage de points. L'application de la technique de Décomposition Modale Discrète a conduit à identifier les défauts prépondérants de la bague et décrire plus finement sa géométrie.

Les matériaux C67S et P-FLEX sont caractérisés par essais de traction avec la technique de corrélation d'images pour la mesure des déformations. Leur module d'Young a été déterminé grâce à des essais cyclés de charge-décharge dans la zone élastique en utilisant les données de l'extensomètre. De plus, il a été mis en évidence une décroissance du module d'Young lors d'essais du même type réalisés sur des éprouvettes pré-déformées à des déformations plastiques croissantes. Les deux matériaux ont un comportement sensible à la vitesse de déformation. Les coefficients d'anisotropie du critère de plasticité de Hill48 ont été identifiés grâce aux données de la corrélation d'images pour le C67S pour une vitesse de

traction de 5 mm/min. Le critère de plasticité isotrope de von Mises est choisi pour le P-FLEX.

Ces données expérimentales seront utilisées dans le développement et la validation des modèles analytiques et éléments finis de retour élastique après pliage des bagues anti-fluage.

Chapitre 3 Analyse des mécanismes induits par le pliage

Avant de pouvoir recourir à des techniques d'intégration numériques comme les méthodes éléments finis dont le développement est rendu possible par l'accroissement des performances informatiques, les scientifiques déterminaient les solutions des problèmes mécaniques par l'application d'hypothèses induisant la simplification du problème et permettant sa résolution mathématique. Ces solutions analytiques pour des cas particuliers sont une alternative à la méthode éléments finis, moins coûteuse en temps de calcul. Cette dernière ayant de surcroît l'inconvénient d'introduire des dispersions supplémentaires liées aux choix des paramètres numériques. Toutefois, les hypothèses appliquées pour déterminer les solutions analytiques ne doivent pas être trop restrictives pour modéliser au mieux le problème global et ne pas se limiter à des cas particuliers.

L'analyse des modèles analytiques de pliage de la littérature présente un double intérêt. Le premier est d'appréhender le pliage à travers les hypothèses qui sont utilisées pour les construire. Ces hypothèses constituent un référentiel précieux pour le développement de la simulation numérique. En effet, le code éléments finis résout un problème général de mécanique, qu'il soit pliage ou pas. Il est important de vérifier que les simulations numériques restituent qualitativement un comportement qui se conforme à ces hypothèses. Le second intérêt est, sur des cas d'école, de disposer d'informations complètes sur l'état de contrainte et de déformation pour étalonner le code éléments finis, ce qui n'est pas possible à partir de l'expérience de pliage seule.

Un des premiers modèles analytiques est proposé par Ludwik [Ludwik 03] pour déterminer le comportement des poutres en flexion élastique. Ce modèle en déformations planes, c'est-à-dire considérant que la déformation est nulle dans la direction transverse, est valable pour des pliages à grand rayon de pliage R définis par le critère $\frac{R}{e} > 4$ où e est l'épaisseur de la tôle. Ce modèle est décrit et appliqué pour calculer le retour élastique dans les cas successifs d'un pliage en l'air et de la mise en forme des bagues anti-fluage en C67S et en P-FLEX qui répondent à ce critère.

Cependant la mise en forme de petites pièces de fixation ne se restreint pas à ce type de pliage. Ce chapitre décrit également les mécanismes induits par le pliage pour deux autres cas de figure :

- des pliages à faibles rayons donc $\frac{R}{e} < 4$,
- des largeurs de tôle faibles relativement à l'épaisseur.

Pour traiter le premier cas, certaines hypothèses sont rejetées dans des modèles analytiques qui reproduisent les phénomènes de décalage de la fibre neutre, d'amincissement du flan ou encore l'effet Bauschinger. Pour le second cas, le phénomène de flexion anticlastique intervenant est décrit ainsi que son impact sur le retour élastique.

De plus, lors de pliages industriels, le contact de la tôle avec l'outillage est omniprésent. Son influence sur le retour élastique doit être évaluée. Deux phénomènes sont étudiés : la bifurcation du contact et l'estampage. Enfin, des conclusions sont dressées quant à la stratégie à adopter dans le cadre de la modélisation du pliage.

1 Modèle analytique dans le cas $(R/e) > 4$

Les modèles analytiques de pliage sont généralement définis dans le cas d'une flexion pure où deux moments M de même amplitude mais de signes opposés sont appliqués à une section (Figure 46) dont la largeur w est grande devant l'épaisseur e . L'application de ce moment engendre un rayon de pliage R dans le plan (Oxy) . Les axes du repère et les axes principaux sont confondus.

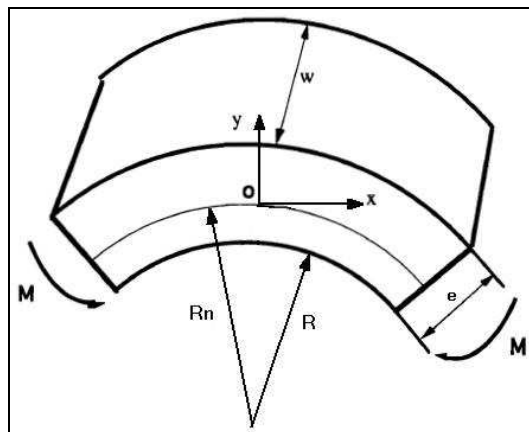


Figure 46. Schéma explicatif de la flexion d'une section sous l'application de deux moments autour de l'axe z , de même amplitude mais de signes opposés.

Majoritairement, ces modèles sont construits en faisant l'hypothèse (**Hyp 1**) de déformations planes dans le plan (Oxy) : il n'y a pas de déformations dans la largeur de la section ($\varepsilon_z = 0$) ce qui revient à considérer une section de largeur infinie. Les hypothèses supplémentaires de la théorie de Ludwik sont :

(**Hyp 2**) les sections transverses planes restent planes et la déformation est distribuée linéairement dans l'épaisseur,

(**Hyp 3**) les variations d'épaisseur sont négligeables donc l'épaisseur est supposée invariable sous l'effet de la déformation,

(**Hyp 4**) l'épaisseur de la tôle est faible relativement à la largeur, ce qui revient à une hypothèse de contraintes planes dans le plan (Oxz) , soit $\sigma_y = 0$,

(Hyp 5) la fibre neutre coïncide avec la fibre médiane après application du moment.

Pour rappel, la fibre neutre est celle délimitant les états de contrainte en traction et compression coexistant dans l'épaisseur de la section lors de la flexion. La fibre médiane est la fibre située au milieu de l'épaisseur.

Le retour élastique est calculé grâce au principe de superposition des moments, en imposant un moment élastique de même amplitude que le moment fléchissant appliqué mais de signe opposé :

$$\frac{1}{R'_n} - \frac{1}{R_n} = -\frac{M}{EI} = -\frac{12(1-\nu^2)M}{Ee^3}, \quad (30)$$

où R_n et R'_n sont les rayons à la fibre neutre respectivement à la fin de la mise en forme et après retour élastique, E est le module d'Young, ν le coefficient de Poisson et I le moment quadratique de la section. La formule (30) implique que le retour élastique est proportionnel au moment fléchissant et inversement proportionnel au module élastique ainsi qu'au moment quadratique.

Le problème consiste alors à déterminer le moment fléchissant M qui dépend de la distribution des contraintes longitudinales dans l'épaisseur. La modélisation du comportement du matériau est donc essentielle ainsi que le nombre de points d'intégration dans l'épaisseur que l'on nomme fibres. Burchitz [Burchitz 08] modélise la transition élastoplastique au moyen d'un critère de plasticité de von Mises et la courbe de référence par une loi de Swift. Marciniak et Duncan [Marciniak 92] passent en revue les cas de flexion en régime élastique, élastique parfaitement plastique et élastoplastique avec une courbe de référence modélisée par une loi d'Hollomon.

1.1 Résolution du problème

Les étapes suivies pour aboutir à l'équation (30) utilisée pour déterminer le retour élastique sont données dans ce paragraphe. Elles découlent d'un travail réalisé en amont par Christophe Déprés, enseignant-chercheur au laboratoire SYMME. L'algorithme de détermination du retour élastique qui s'en déduit a été codé dans le langage du logiciel libre de calcul numérique Scilab.

Le programme permet à partir du rayon de pliage R , qui correspond au rayon de la surface intérieure aussi noté R_i d'une section à la fin de la mise en forme, de calculer son rayon R' (ou R'_i) après retour élastique. Le chargement des poinçons ainsi que les contacts ne sont pas pris en compte. L'épaisseur de la section est décomposée virtuellement en fibres. L'origine du repère se trouve sur la fibre neutre comme illustré sur la Figure 46. Le rayon de la fibre neutre R_n est déduit du rayon de pliage en ajoutant la demi-épaisseur de la section. L'axe des ordonnées est orienté positivement vers la surface extérieure du pli donc les fibres

d'ordonnées positives se retrouvent en traction et celles d'ordonnées négatives en compression.

Quand $\frac{R}{e} > 4$, les déformations restent faibles dans l'épaisseur de la tôle, la formulation nominale est choisie. La déformation longitudinale ε_x d'une fibre de longueur initiale L_0 et pliée L , distante de l'axe neutre d'une valeur y est donnée par :

$$\varepsilon_x = \frac{L - L_0}{L_0} = \frac{y}{R_n}. \quad (31)$$

Après le retour élastique, la déformation de cette même fibre vaut :

$$\varepsilon'_x = \frac{y}{R'_n}, \quad (32)$$

où R'_n est le rayon à la fibre neutre après retour élastique.

Une fibre d'ordonnée y a donc subi durant le retour élastique une variation de déformation $\Delta\varepsilon_x$ valant :

$$\Delta\varepsilon_x = \varepsilon'_x - \varepsilon_x = y \left(\frac{1}{R'_n} - \frac{1}{R_n} \right). \quad (33)$$

On pose $\Delta R_n = R'_n - R_n$ et (33) s'exprime uniquement en fonction de y , R_n et ΔR_n :

$$\Delta\varepsilon_x = -\frac{y}{R_n^2} \left(\frac{\Delta R_n}{1 + \frac{\Delta R_n}{R_n}} \right). \quad (34)$$

La fibre a également subi une variation de contraintes $\Delta\sigma_x$, qui est liée élastiquement par la loi de Hooke pour un matériau isotrope en déformations planes à la variation de déformations $\Delta\varepsilon_x$. Le module E est variable en fonction de la position y de la fibre pour tenir compte de sa dépendance à la déformation plastique, mise en évidence au chapitre 2,

$$\Delta\sigma_x = \sigma'_x - \sigma_x = E^* \Delta\varepsilon_x = \frac{E(y)}{1 - \nu^2} \Delta\varepsilon_x. \quad (35)$$

De (34) et (35), l'état de contrainte après retour élastique σ'_x est déduit :

$$\sigma'_x = \sigma_x - \frac{E(y)y}{(1 - \nu^2)R_n^2} \frac{\Delta R_n}{1 + \frac{\Delta R_n}{R_n}}. \quad (36)$$

L'équilibre local de la section doit être assuré, ce qui impose un effort F' et un moment M' (où la largeur w vaut 1) nuls qui s'expriment sous la forme :

$$F' = \int_{-e/2}^{e/2} \sigma'_x dy = 0, \quad (37)$$

$$M' = \int_{-e/2}^{e/2} \sigma'_x y dy = 0. \quad (38)$$

La première intégrale (37) est trivialement vérifiée, quel que soit le retour élastique ΔR_n . La seconde (38) ne l'est cependant que pour un retour ΔR_n unique tel que :

$$\int_{-e/2}^{e/2} \sigma_x y dy - \frac{1}{(1-\nu^2)R_n^2} \frac{\Delta R_n}{1 + \frac{\Delta R_n}{R_n}} \int_{-e/2}^{e/2} E(y) y^2 dy = 0. \quad (39)$$

On a donc :

$$\frac{\Delta R_n}{1 + \frac{\Delta R_n}{R_n}} = (1-\nu^2)R_n^2 \frac{\int_{-e/2}^{e/2} \sigma_x y dy}{\int_{-e/2}^{e/2} E(y) y^2 dy}. \quad (40)$$

En exprimant cette formule en rayons de courbure ($1/R$), la formule du retour élastique donnée dans la littérature (30) est facilement retrouvée.

La différence des rayons neutres ΔR_n est calculée par :

$$\Delta R_n = \frac{(1-\nu^2)R_n^2 \frac{\int_{-e/2}^{e/2} \sigma_x y dy}{\int_{-e/2}^{e/2} E(y) y^2 dy}}{1 - (1-\nu^2)R_n^2 \frac{\int_{-e/2}^{e/2} \sigma_x y dy}{\int_{-e/2}^{e/2} E(y) y^2 dy}}. \quad (41)$$

Le retour élastique dépend donc du rayon à la fin de la mise en forme, du comportement du matériau et de l'épaisseur (via les intégrales). Le calcul des intégrales est réalisé par la méthode de Simpson. La formule est rappelée ci-après pour intégrer numériquement une fonction $g(x)$ sur l'intervalle $[a,b]$ discrétisé en n points et comportant une erreur de quadrature $Err(g)$:

$$\int_a^b g(x) dx = \frac{(b-a)}{6n} \left(g(a) + g(b) + 2 \sum_{i=1}^{n-1} g(x_i) + 4 \sum_{i=0}^{n-1} g\left(x_i + \frac{b-a}{2n}\right) \right) + Err(g) \quad (42)$$

De (42), le rayon après retour élastique à la fibre neutre R'_n est calculé aisément et le rayon de la section R'_i en est déduit.

Pour résoudre (41), il faut déterminer la contrainte σ_x pour chaque fibre ainsi que le module $E(y)$. On suppose que le comportement du matériau identifié en traction uniaxiale est élastoplastique. Quand les déformations (31) sont élastiques, les contraintes sont calculées par la loi de Hooke en déformations planes :

$$\sigma_x = \frac{E_0}{(1-\nu^2)} \varepsilon_x^E, \quad (43)$$

où E_0 est le module d'Young identifié quand la déformation plastique est nulle.

La courbe de référence du matériau est modélisée par une loi de type Hollomon :

$$\bar{\sigma} = K(\bar{\varepsilon}^P)^n, \quad (44)$$

où $\bar{\sigma}$ est la contrainte équivalente et $\bar{\varepsilon}^P$ la déformation plastique équivalente.

Le critère de plasticité du matériau définit la relation entre les contraintes et déformations équivalentes et les contraintes et déformations longitudinales :

$$\bar{\varepsilon}^P = H \varepsilon_x^P, \quad (45)$$

$$\sigma_x = H \bar{\sigma}, \quad (46)$$

où H vaut pour l'hypothèse des déformations planes :

$$\begin{cases} \frac{2}{\sqrt{3}} & \text{si critère isotrope de von Mises} \\ \frac{1+\bar{r}}{\sqrt{1+2\bar{r}}} & \text{si critère anisotrope de Hill48 [Hill 48]} \end{cases}, \quad (47)$$

avec \bar{r} le coefficient d'anisotropie normal moyen.

La contrainte σ_x est calculée par un algorithme itératif de Newton-Raphson à partir de l'expression de la déformation longitudinale totale. En considérant la partition de la déformation longitudinale totale ε_x en déformation élastique et plastique (14) et en tenant compte de (43), (44), (45), (46) et (47), on déduit :

$$\varepsilon_x = \varepsilon_x^E + \varepsilon_x^P = \frac{\sigma_x(1-\nu^2)}{E_0} + \left(\frac{\sigma_x}{K} (H)^{-(n+1)} \right)^{1/n}. \quad (48)$$

On pose :

$$f(\sigma_x) = \frac{\sigma_x(1-\nu^2)}{E_0} + \left(\frac{\sigma_x}{K} (H)^{-(n+1)} \right)^{1/n} - \frac{y}{R_n}. \quad (49)$$

L'algorithme de Newton-Raphson s'écrit alors :

TantQue $f(x) > 10^{-7}$ faire

$$\sigma_x = \sigma_x - \frac{f(\sigma_x)}{f'(\sigma_x)},$$

FinTantQue.

Connaissant la déformation longitudinale plastique exprimée dans (48), le module $E(y)$ est calculé en appliquant le modèle de Yoshida et Uemori (22).

1.2 Confrontation du modèle avec l'expérience

L'essai de pliage en l'air dans une matrice en V se ramène à un cas de flexion trois points. Le moment fléchissant est donc réparti le long du profil du flan, en étant nul aux points de contact du flan avec la matrice et maximum sous le poinçon. La théorie du pliage développée dans le paragraphe précédent est valable pour traiter ce cas en considérant que chaque section le long du profil est soumise à une flexion par un moment constant. Cet essai est donc choisi pour mesurer les performances de l'intégration proposée. Il s'agit de comparer les résultats expérimentaux avec ceux calculés par le modèle analytique.

1.2.1 Description de l'expérience de pliage en l'air

La campagne expérimentale a été effectuée au service Qualité de l'entreprise A.Raymond, sur le banc de traction LLOYD LR30K avec une cellule de force de capacité 1 kN. Les éprouvettes de traction d'épaisseur 0,5 mm ont la même géométrie en haltères que celles adoptées pour caractériser les tôles de l'étude générale, d'épaisseur 0,8 mm (Figure 29). Elles sont découpées selon la direction du laminage dans des tôles d'acier C67S puis trempées.

Une pince de diamètre 25 mm en acier brut est fixée sur la partie mobile de la machine de traction et soumise à un déplacement vertical de 12 mm donc le pliage en l'air réalisé expérimentalement appartient à la catégorie des grands rayons de courbure car $\frac{R}{e} = 25$. La matrice est posée sur la partie inférieure de la machine de traction (Figure 47). Il s'agit d'un V en acier trempé qui a un angle d'ouverture de 84 ° et dont les autres dimensions sont fournies dans l'annexe 1.



Figure 47. Dispositif expérimental pour l'essai de flexion en l'air.

Le déplacement imposé à la pince est tel que l'éprouvette ne touche pas les bords du V de la matrice. Un film de Téflon® est déposé sur la face supérieure de l'éprouvette ainsi que sur la matrice pour atteindre un coefficient de frottement très faible afin de négliger ce paramètre dans notre étude.

A la fin de l'essai, l'angle α formé par l'éprouvette après retour élastique est relevé comme sur la Figure 48 par une mesure au rapporteur sur le profil relevé au projecteur de profil. Cinq éprouvettes ont été pliées dans les mêmes conditions pour s'assurer de la reproductibilité des résultats. L'angle moyen après retour élastique vaut $162,5^\circ$.

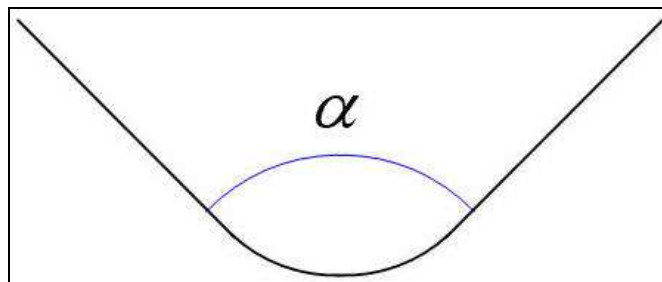


Figure 48. Angle mesuré sur l'éprouvette après retour élastique.

L'essai n'étant pas filmé, le profil du flan à la fin de la mise en forme n'est pas obtenu expérimentalement. Seul l'angle formé par l'éprouvette après retour élastique a été relevé. La simulation numérique du pliage en l'air a été réalisée dans le but de récupérer ce profil. Cette simulation est réalisée sous Abaqus sur une géométrie d'un quart d'éprouvette car le problème est symétrique deux fois par rapport au plan de charge. Le maillage est constitué d'éléments hexaédriques à intégration réduite C3D8R avec 6 éléments dans l'épaisseur. Le problème est résolu par la méthode de résolution implicite. Le coefficient de frottement défini est nul. L'angle après retour élastique simulé par le modèle numérique vaut $162,4^\circ$. On considère

donc que la simulation numérique de flexion en l'air reproduit correctement le profil de l'éprouvette au cours du pliage. Les coordonnées du profil extérieur du flan (donc côté matrice) à la fin de la mise en forme numérique sont récupérées et correspondent au profil d'entrée du modèle analytique.

1.2.2 Simulation analytique de l'expérience de pliage en l'air

Un préalable au calcul du retour élastique par le modèle analytique est de discrétiser en petites sections le profil d'entrée. Les rayons de courbure locaux sont calculés ainsi que les nouvelles coordonnées du profil dans un repère local de Frenet. Le pas de discrétisation est optimisé en traçant le profil reconstruit pour chaque valeur de pas et en choisissant la valeur pour laquelle ce profil se superpose avec le profil d'entrée (Figure 49). Dans cette étude, le pas de discrétisation est fixé à 0,01 mm.

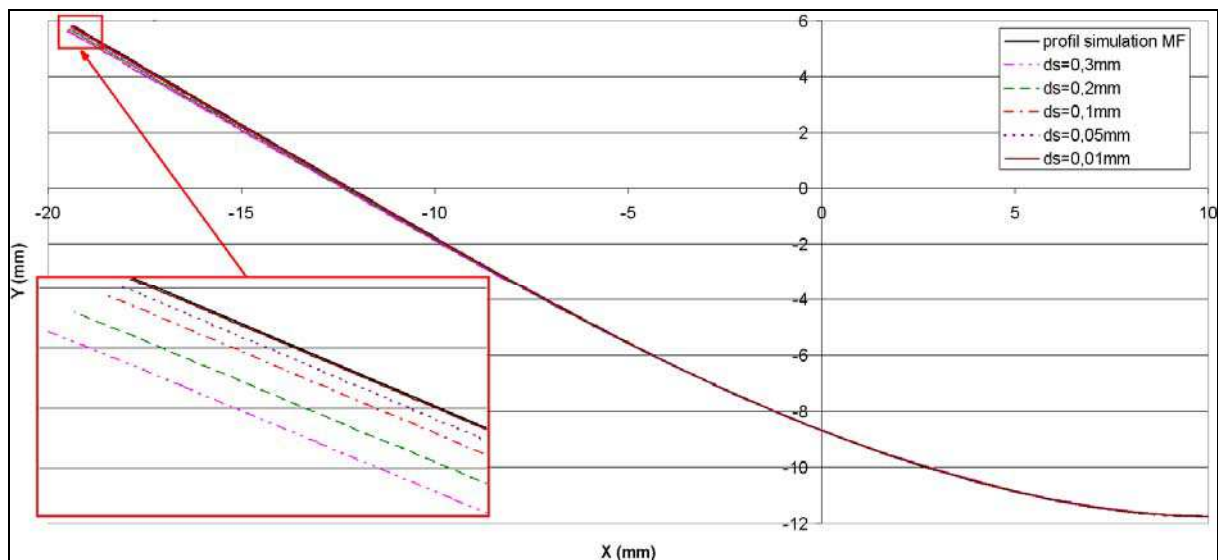


Figure 49. Comparaison des profils de la simulation numérique et reconstruits par le modèle analytique pour différents pas de discrétisation du profil (ds).

Le matériau a été caractérisé par essais de traction uniaxiale. Son comportement est élastoplastique avec un comportement élastique isotrope modélisé par un module d'Young supposé constant à 210 GPa et un coefficient de Poisson de 0,3. La courbe de référence du comportement plastique est donnée sur la Figure 50 et les paramètres du modèle d'Hollomon sont $K = 1715,1$ MPa et $n = 0,039$.

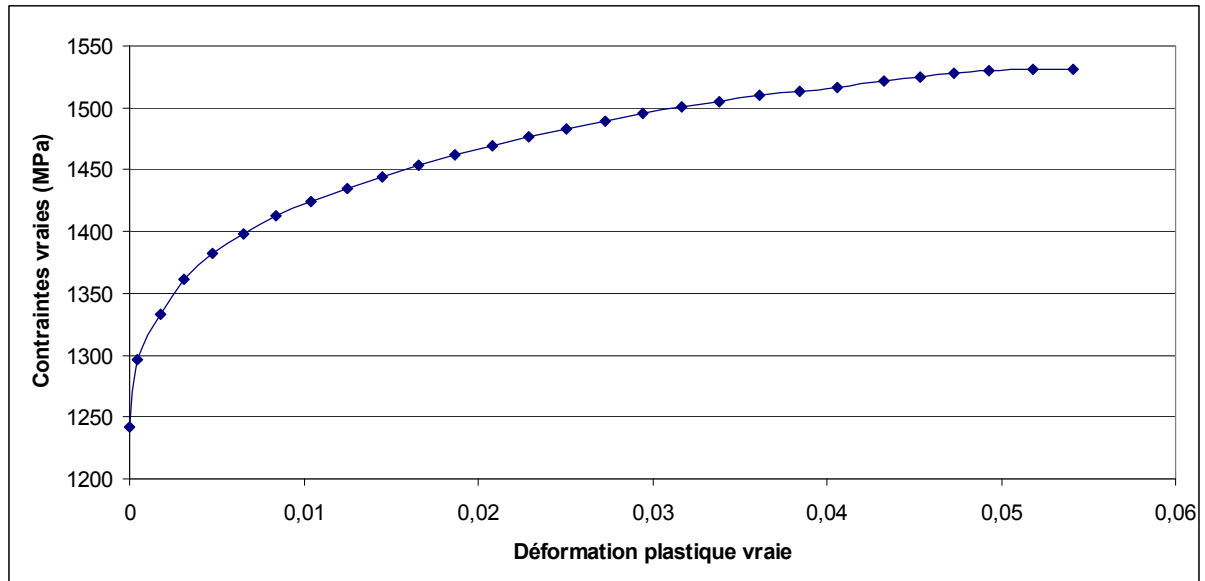


Figure 50. Courbe de référence expérimentale déformations vraies-contraintes vraies de l'acier C67S épaisseur 0,5 mm à l'état trempé.

La section située sous le nez du poinçon est celle qui est pliée au rayon le plus faible (12,5 mm soit celui du poinçon) donc ayant le plus plastifié. Les répartitions des contraintes dans l'épaisseur à la fin de la mise en forme et après retour élastique sont illustrées par la Figure 51.

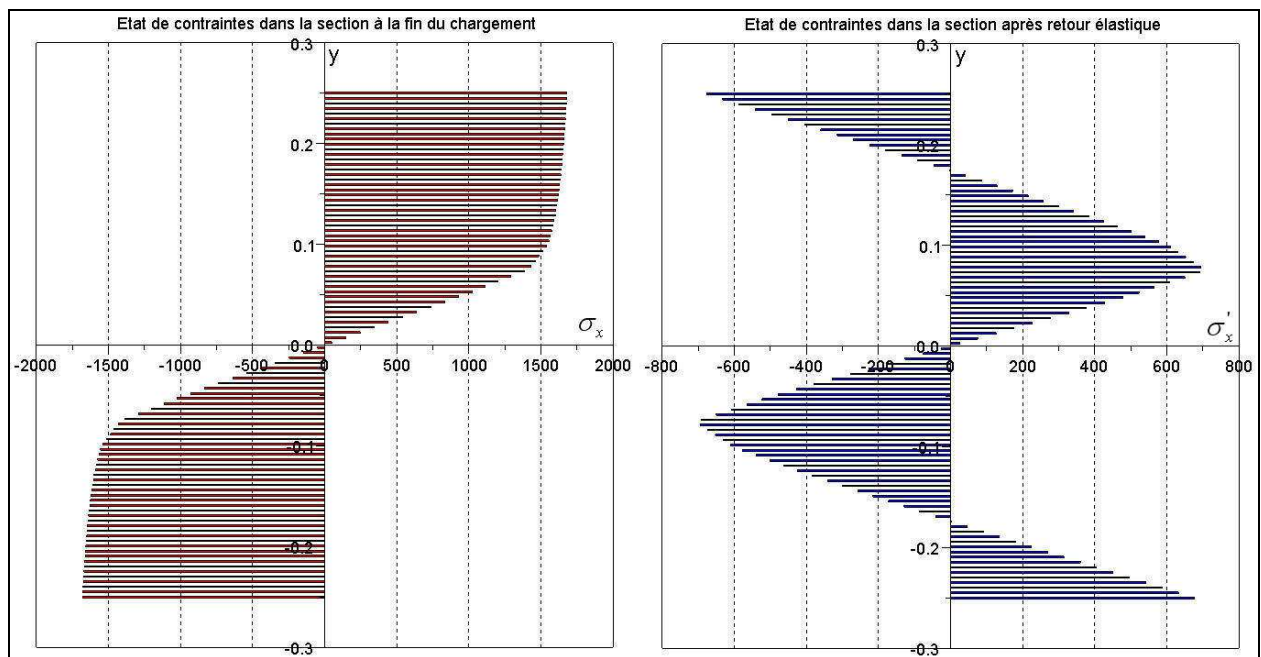


Figure 51. Distribution de la contrainte dans l'épaisseur à la fin du pliage et après retour élastique pour la section sous le nez du poinçon ($R = 12,5$ mm).

La Figure 52 illustre la distribution des contraintes dans l'épaisseur avant et après retour élastique pour une section pliée à un grand rayon de pliage (40 mm) où $\frac{R}{e} = 200$. Au-

delà de ce rayon, la section est dans un état de contrainte purement élastique, les déformations dans l'épaisseur du flan sont réversibles et le rayon après retour élastique est alors infini.

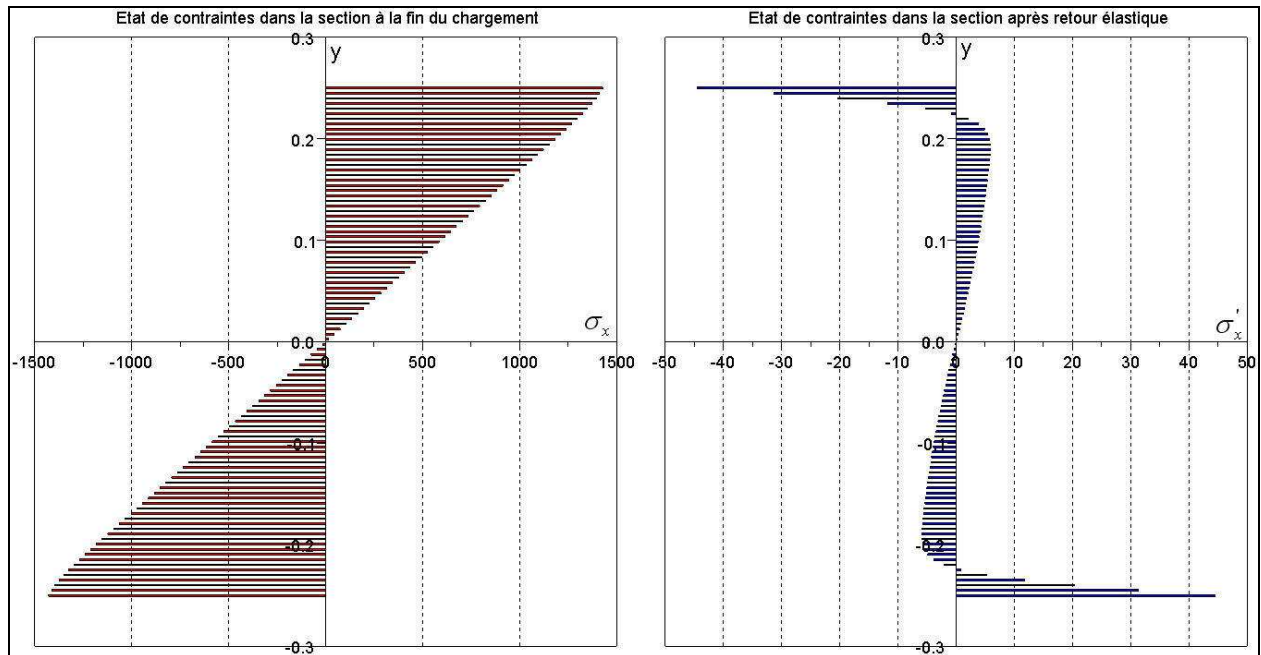


Figure 52. Distribution de la contrainte dans l'épaisseur à la fin du pliage et après retour élastique pour une section pliée avec un rayon de 40 mm.

Les Figure 51 et Figure 52 confirment l'importance de deux paramètres du modèle analytique :

- la modélisation du comportement du matériau,
- le nombre de points d'intégration dans l'épaisseur (fibres).

L'état de contrainte dans la section ne peut être fidèlement reproduit que si le comportement du matériau en traction a été soigneusement identifié et modélisé. Pour les grands rayons de pliage, la description de la courbe de référence dans les premiers stades doit reproduire aussi finement que possible le comportement du matériau sous peine de générer des dispersions importantes dans les résultats par rapport à la réalité. Le modèle analytique développé dans cette thèse est donc susceptible de conduire à des erreurs dues à la mauvaise modélisation de la transition élastoplastique par le modèle d'Hollomon.

De plus, le nombre de fibres détermine la précision sur la reproduction de la courbe de référence du matériau. L'erreur sur la détermination des contraintes s'ajoute à l'erreur numérique d'intégration du moment fléchissant pour donner une erreur totale sur le retour élastique. Pour déterminer le nombre de fibres optimal dans le cas de la flexion en l'air, nous avons évalué le nombre de points d'intégration à partir duquel la valeur du retour élastique devient constante. Il s'avère qu'à partir de 20 points d'intégrations dans l'épaisseur, le calcul converge vers une valeur d'angle après retour élastique de 162,9 °. Le résultat du modèle analytique est en bonne concordance avec les résultats de l'expérience et de la simulation

numérique. La Figure 53 montre les profils après retour élastique pour la simulation numérique et pour le modèle analytique.

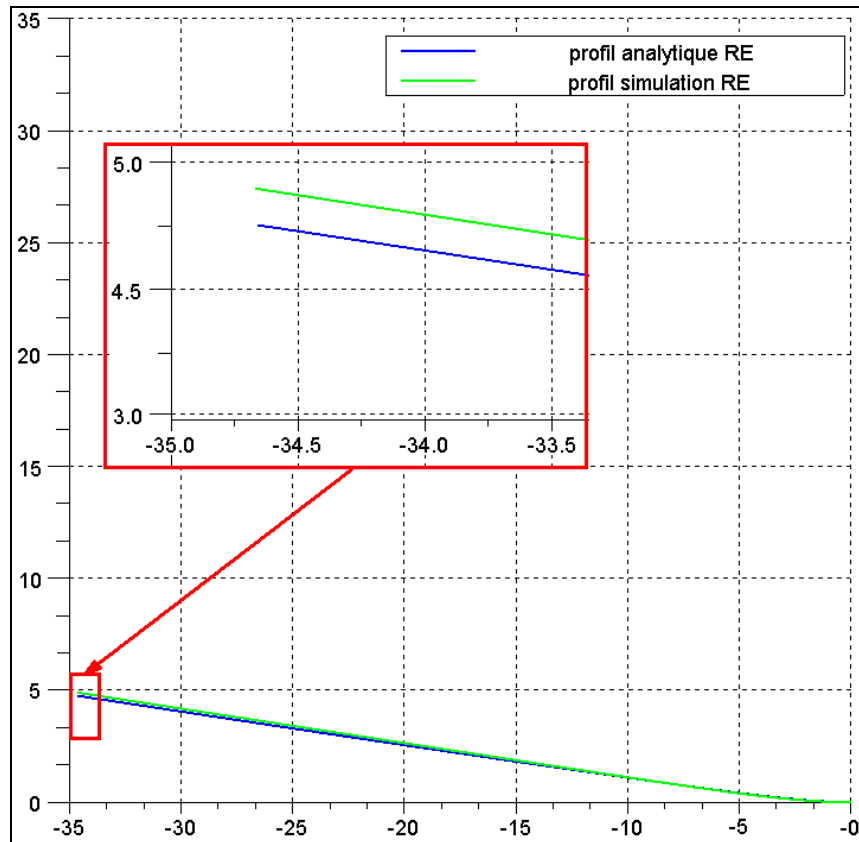


Figure 53. Profils simulés par Abaqus et par le modèle analytique après retour élastique pour 20 fibres et un pas de discrétisation du profil de 0,01 mm.

Le modèle analytique atteint donc des performances vraiment intéressantes pour estimer le retour élastique d'une tôle pliée dans des conditions idéales (grand rayon de courbure et faible épaisseur) lorsque l'on connaît la géométrie du flan à la fin de la mise en forme. En effet, le calcul avec les paramètres de discrétisation optimisés dure seulement 10 s ! Il est donc intéressant de tester si le modèle est également capable de prédire le retour élastique lors d'un pliage de type industriel en l'appliquant sur le cas de la bague anti-fluage.

1.2.3 Application du programme aux bagues anti-fluage

Les bagues anti-fluage sont pliées autour d'une enclume de rayon 5,37 mm donc le rapport $\frac{R}{e}$ vaut 6,7 et la largeur de la bague vaut 12 mm soit 15 fois l'épaisseur. Le problème rentre donc dans les hypothèses de déformations planes du modèle développé dans cette thèse.

On considère que la bague est uniformément pliée autour de l'enclume donc le calcul du retour élastique est effectué sur une seule section. Les matériaux C67S et P-FLEX ont un comportement plastique sensible à la vitesse de déformation donc le programme a été modifié

pour prendre en compte cette spécificité. Pour ce faire, la vitesse de déformation est calculée pour chaque fibre. La cadence de la presse est de 310 coups par minute ce qui revient à une bague produite en 0,1935 s. On approxime la durée de la descente des poinçons par $\frac{1}{2}$ coup soit 0,0967 s. Dans le programme, la déformation de chaque fibre est calculée puis la vitesse de déformation est déduite en divisant la déformation par la durée du $\frac{1}{2}$ coup. Ensuite, trois cas sont considérés :

- quand la vitesse de déformation est inférieure à la première vitesse de déformation testée en traction,
- quand la vitesse de déformation est comprise entre deux vitesses de déformation testées en traction,
- quand la vitesse de déformation est supérieure à la vitesse la plus importante testée en traction.

Dans le premier cas, la contrainte est déterminée directement à partir de la courbe de référence à la plus basse vitesse de déformation. Dans le second cas, deux contraintes sont déterminées par l'algorithme de Newton-Raphson sur les courbes de référence pour les vitesses de déformation encadrant celle calculée puis une interpolation linéaire entre ces deux valeurs détermine la contrainte pour la vitesse déterminée. Dans le dernier cas, la contrainte est déterminée à partir de la courbe de référence à la plus haute vitesse de déformation.

L'évolution du module d'Young avec la déformation plastique est modélisée grâce au modèle identifié au chapitre 2. Le nombre de fibres dans l'épaisseur est optimisé, le calcul converge vers une solution stable à partir de 500 points d'intégrations.

Le Tableau 10 résume les résultats trouvés par le modèle analytique pour les deux matériaux ainsi que l'écart avec l'expérimental. Comme il a été mentionné dans le chapitre 2, la bague n'a pas un diamètre constant le long de sa génératrice. Dans le cas des calculs en déformations planes du retour élastique, le diamètre expérimental pris comme référence est celui au milieu de la hauteur de la bague à $z = -6$ mm. En effet, le modèle déformations planes ne permet pas de visualiser le mode concave de la bague car il considère que le cylindre n'a pas de défaut. Le mode concave est produit par l'ouverture plus importante des bords du cylindre et est nommé dans la littérature flexion anticlastique. Des explications plus détaillées sur ce phénomène sont données dans la partie qui a trait à la description des différentes limites du modèle analytique. Par conséquent, les diamètres choisis comme référence expérimentale pour le C67S et le P-FLEX valent respectivement 12,9 mm et 13,88 mm.

Tableau 10. Comparaison des résultats du modèle analytique pour la bague anti-fluage avec l'expérience.

	Diamètre extérieur prévu par le modèle analytique (en mm)	Ecart avec l'expérimental (en mm)
C67S	13,22	0,32
P-FLEX	14,19	0,31

Les écarts avec l'expérience sont du même ordre quel que soit le matériau utilisé et le modèle prévoit plus d'ouverture de la bague qu'en réalité. Ces écarts sont toutefois trop importants par rapport à la tolérance imposée sur le diamètre de $\pm 0,2$ mm. Ce qui signifie que le modèle analytique développé dans cette thèse n'est pas un outil approprié pour prédire le diamètre des bagues anti-fluage après retour élastique. Etant donné que le cas de la bague rentre dans les conditions géométriques d'application du modèle, l'écart constaté peut être dû à la présence du mode concave et aux effets de l'outillage qui ne sont pas pris en compte dans cette modélisation.

Les limites de ce modèle analytique sont réparties en trois catégories :

- les limites de la théorie utilisée,
- les limites des modèles analytiques en déformations planes,
- les limites dues à l'effet de l'outillage.

Les paragraphes suivants décrivent les limites en suivant ces différentes catégories et leur impact sur le retour élastique pour les cas industriels en général.

2 Limites de la théorie développée

L'objet de cette partie n'est pas de faire évoluer le modèle analytique exploité précédemment mais d'apporter un nouvel éclairage sur le comportement mécanique des tôles sollicitées en pliage.

Le pliage des bagues anti-fluage est un cas assez favorable car le rapport $\frac{R}{e}$ est élevé.

Le pliage de pièces industrielles regroupe également les cas plus défavorables avec des rayons faibles atteignant au minimum une fois l'épaisseur. On considère dans cette partie que l'hypothèse de déformations planes est conservée donc $\varepsilon_z = 0$. Lorsque $\frac{R}{e}$ diminue, l'emploi des déformations nominales n'a plus lieu d'être et conduit à des erreurs. Nous décrivons dans cette partie les phénomènes liés à la diminution du rapport $\frac{R}{e}$ et notamment au rejet des hypothèses de contraintes planes (**Hyp. 4**), de fibre neutre coïncidant avec le milieu de l'épaisseur (**Hyp. 5**) et d'épaisseur constante (**Hyp. 3**).

2.1 Le décalage de la fibre neutre et la variation de l'épaisseur

Une théorie du pliage rejetant les hypothèses (**Hyp. 4**) et (**Hyp. 5**) a été proposée par différents auteurs [Wolter 50] [Hill 50]. Au cours de la mise en forme, la matière se « déplace » en cohérence avec le principe d'équilibre des contraintes (53) vers la surface extérieure, qui est en état de traction. De ce fait, la fibre neutre se déplace vers la surface

intérieure lorsque le rayon de pliage diminue et ce phénomène est accompagné d'un amincissement du flan. Il convient alors de distinguer et définir deux autres fibres. La fibre médiane originelle de rayon R_m est située au milieu de l'épaisseur initiale. Lors du pliage, elle se déplace vers la surface extérieure et une nouvelle fibre médiane est définie à chaque instant comme étant celle située au milieu de l'épaisseur modifiée. Enfin, la fibre non-allongée est la fibre qui à chaque instant a sa longueur égale à la longueur initiale L_0 . Celle-ci se déplace dans la même direction que la fibre neutre, c'est-à-dire vers la surface intérieure.

Soient r le rayon d'une fibre quelconque et R_i et R_o les rayons respectifs de la surface intérieure et extérieure. Pour résumer l'historique de chargement dans l'épaisseur, trois zones sont identifiées :

- la zone 1 quand $R_i < r < R_n$,
- la zone 2 quand $R_n < r < R_m$,
- la zone 3 quand $R_m < r < R_o$.

La zone 1 comprend toutes les fibres entre la surface intérieure et la fibre neutre déterminée à la fin du pliage. Celles-ci sont en état de compression. La zone 2 regroupe les fibres comprises entre la fibre neutre à la fin du pliage et la fibre médiane originelle. Celles-ci subissent un changement de trajet de chargement. En effet, au début du pliage, toutes les fibres sont pliées dans le domaine élastique et celles de la zone 2 subissent de la compression. Lorsque les surfaces intérieures et extérieures commencent à se déformer dans le domaine plastique, le décalage des fibres neutre et non-allongée s'opère et les fibres de la zone 2 passent d'un état de compression à un état de traction. Enfin, la zone 3 est délimitée par la fibre médiane initiale et la surface extérieure et les fibres de cette zone sont en état de traction.

Pour déterminer la position de la fibre neutre à la fin de la mise en forme, Hill [Hill 50] étudie la flexion des plaques avec l'hypothèse de déformations planes dans un repère cylindrique dont l'origine est au centre de courbure d'un élément de section (Figure 54). La contrainte transverse (radiale) est prise en compte. Les notations du repère cartésien pour les contraintes sont conservées pour éviter toute confusion.

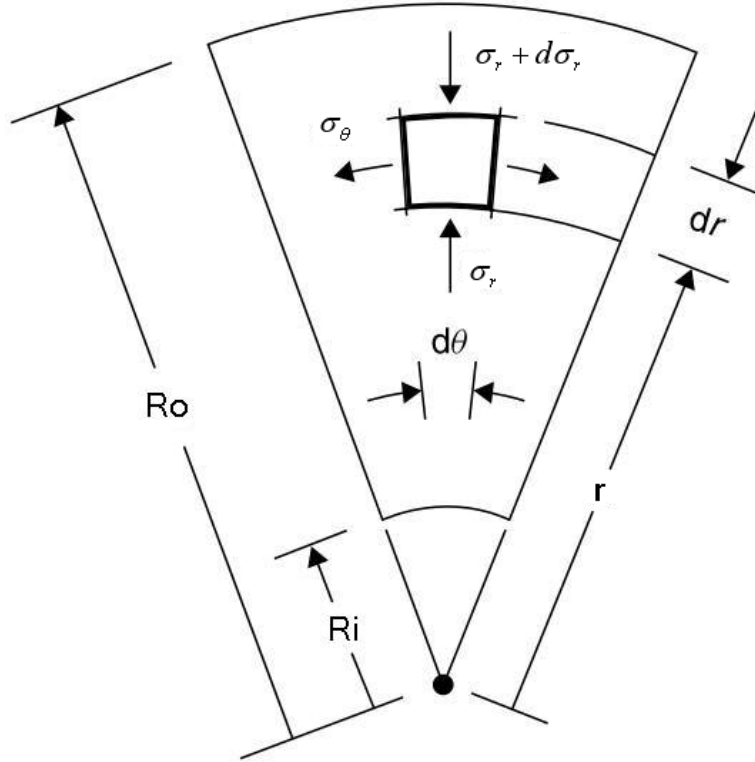


Figure 54. Déformation d'un petit élément durant le pliage.

L'équilibre de la section est assurée quand :

$$r \frac{d\sigma_r}{dr} = \sigma_\theta - \sigma_r. \quad (50)$$

Hill considère que le matériau a un comportement purement plastique de contrainte constante Y . Le critère de Von Mises en déformations planes s'exprime alors par :

$$\sigma_\theta - \sigma_r = \frac{2}{\sqrt{3}} Y. \quad (51)$$

De (50) et (51), il se déduit :

$$r \frac{d\sigma_r}{dr} = \begin{cases} \frac{2}{\sqrt{3}} Y & \text{pour } R_n \leq r \leq R_o \\ -\frac{2}{\sqrt{3}} Y & \text{pour } R_i \leq r \leq R_n \end{cases}, \quad (52)$$

En posant comme condition aux limites que $\sigma_y = 0$ quand $r = R_i$, l'intégration de (52) conduit à :

$$\sigma_r = \begin{cases} \frac{2}{\sqrt{3}} Y \ln \frac{r}{R_o} & \text{pour } R_n \leq r \leq R_o \\ -\frac{2}{\sqrt{3}} Y \ln \frac{r}{R_i} & \text{pour } R_i \leq r \leq R_n \end{cases} \quad (53)$$

La continuité de la contrainte à la fibre neutre lorsque $r = R_n$ aboutit à l'égalité suivante :

$$\ln \frac{R_n}{R_o} = -\ln \frac{R_n}{R_i} \quad (54)$$

Le rayon à la fibre neutre est finalement donné par :

$$R_n = \sqrt{R_i R_o} . \quad (55)$$

Cependant, l'hypothèse d'un matériau parfaitement plastique aboutit à une épaisseur qui reste constante. Hill étudie également le cas de la fibre non-allongée et la définit comme la fibre ayant subi autant de traction que de compression au cours du pliage ce qui la fait revenir à la longueur initiale L_0 .

Avec l'hypothèse que les déformations dans l'épaisseur sont uniquement plastiques, la théorie de Hill est améliorée en modélisant la courbe de référence par une fonction linéaire [Proksa 58] ou une fonction exponentielle [Crafoord 70]. Crafoord démontre que son modèle prévoit plus de décalage de la fibre neutre que celui de Hill.

Plus tard, le comportement élastoplastique du matériau est modélisé par une fonction exponentielle d'Hollomon avec critère anisotrope de Hill 79 [Wang 93] ou de Swift avec critère isotrope [Zhang 07]. Pour ces deux derniers, leur théorie va jusqu'à l'intégration de pressions de contact induites par l'outillage malheureusement la détermination de la fibre neutre reste approximative car elle est confondue avec la fibre non-allongée. Wang compare les angles après retour élastique calculés par son modèle et mesurés expérimentalement pour les cas de pliage en l'air, sur une tractrice et en cintrage avec un rayon de pliage de 1,52 mm. La prédiction par le modèle analytique est très bonne pour les cas de pliage sur tractrice et par cintrage (1 ° d'écart en moyenne) car le retour élastique est faible mais les écarts atteignent jusqu'à 10 ° pour le pliage en l'air d'une tôle d'aluminium quand la course du poinçon est importante. Zhang *et al.* appliquent leur modèle à un cas de pliage en V et évalue l'erreur commise sur la prédiction du retour élastique pour différentes valeurs de $\frac{R}{e}$ et cette erreur

atteint quand $\frac{R}{e} = 1$:

- 8,5 % si le décalage de la fibre neutre n'est pas intégré,
- 1,4 % si l'amincissement du flan n'est pas intégré.

Une autre conclusion de cette étude est que l'amincissement du flan a pour conséquence l'augmentation du retour élastique et plus le décalage de la fibre neutre est important, plus le retour élastique est faible. Zhang *et al.* valident leur modèle en ayant une bonne corrélation entre les résultats du modèle analytique et ceux d'une simulation numérique réalisée sur Abaqus avec une méthode de résolution implicite et 8 éléments dans l'épaisseur de type quadrangles en déformations planes et à intégration réduite CPE4R, ceci pour différents ratios $\frac{R}{e}$.

Heller et Kleiner [Heller 06] établissent un modèle analytique pour le cas de la flexion en l'air. Le comportement du matériau suit un modèle élastoplastique avec un critère de plasticité isotrope de Tresca et la courbe de référence est décrite par une fonction de Reissner,

qui est une combinaison des modèles de Nadai, Swift et Ludwik. Ils discrétisent le profil de la tôle en 300 segments et utilise les variables adimensionnelles définies par Proksa :

$$\kappa = \frac{e}{R_m} \quad 0 \leq \kappa \leq 2 \quad (56)$$

$$\eta = \frac{e}{e_0} \quad 0 \leq \eta \leq 1 \quad (57)$$

$$\rho = \frac{R_n}{R_u} \quad 0 \leq \rho \leq 1 \quad (58)$$

Heller et Kleiner appliquent alors un algorithme itératif jusqu'à atteindre le rayon final de pliage et détermine les valeurs des différentes variables (56), (57) et (58) en chaque instant grâce aux formules de Proksa :

$$\eta = \sqrt{1 - \frac{\kappa^2}{4}}, \quad (59)$$

au début du pliage quand toute la section est dans le régime élastique et

$$\frac{d\eta}{d\kappa} = -\frac{\eta}{2\kappa} \left(\frac{1 - \kappa^2/4}{\rho^2 \eta^2} - 1 \right), \quad (60)$$

lorsque le pliage génère des déformations plastiques.

Les résultats de leur modèle sont comparés avec ceux d'expériences menées sur trois matériaux : AlMg3 d'épaisseur 6 mm, St37 d'épaisseur 6,2 mm et l'acier inoxydable X5CrNi18-10 d'épaisseurs 2 mm, 4 mm et 6 mm. Le rayon du poinçon vaut 6 mm donc le rapport $\frac{R}{e}$ est faible (1 à 3 selon l'épaisseur testée) et la découpe des flans est orientée dans le sens du laminage. Deux modèles sont testés : le modèle B a un coefficient de Poisson de 0,5 alors que le modèle C prend la valeur typique des aciers pour le coefficient de Poisson de 0,3. La Figure 55 représente les résultats des modèles et de l'expérience concernant le retour élastique en fonction de l'angle de pliage et l'épaisseur relative η en fonction de la position sur le profil du flan pour un pliage à 90 °. Sur les deux graphiques, l'angle noté α_2 est l'angle après retour élastique pour un pliage à 90 °.

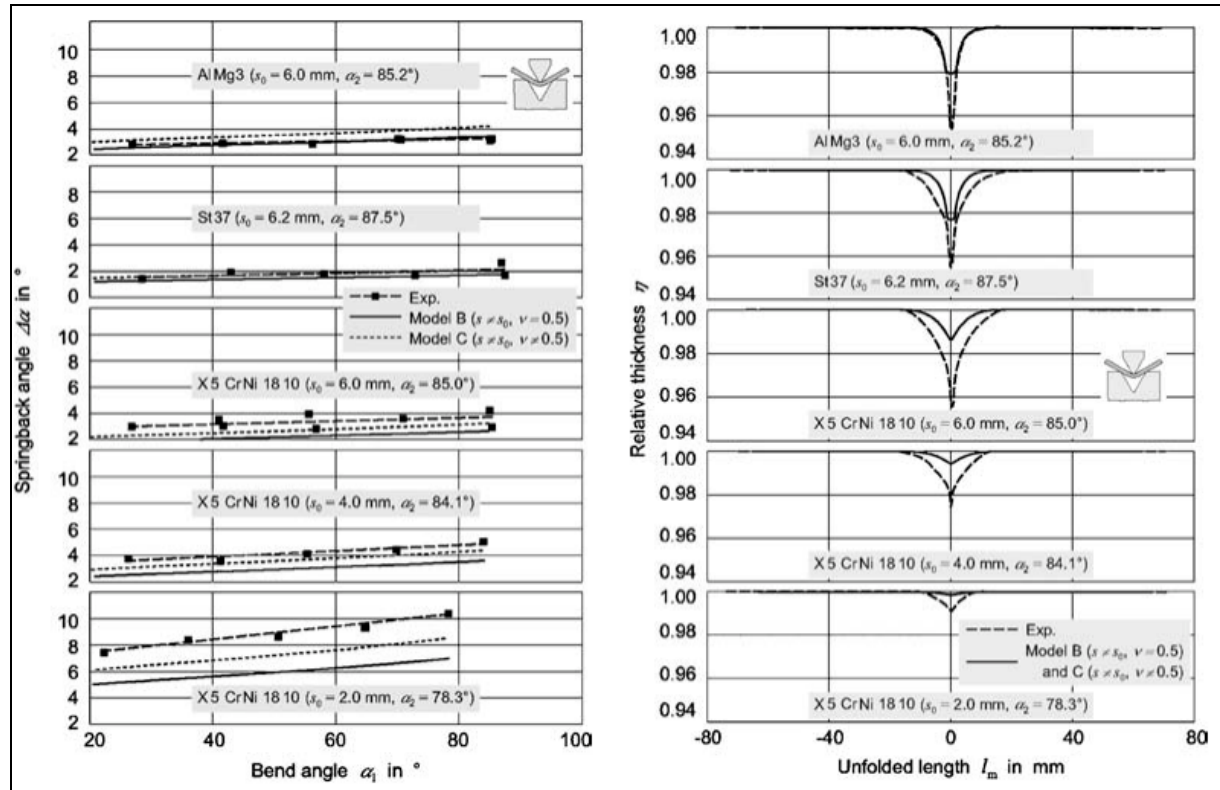


Figure 55. Comparaison des résultats de deux modèles analytiques avec l'expérience pour les trois matériaux orientés dans le sens du laminage. A gauche, le retour élastique en fonction de l'angle de pliage et à droite, l'épaisseur relative η le long du profil pour un pliage à 90° [Heller 06].

La prédiction du retour élastique est meilleure avec le modèle C et on constate que l'écart avec l'expérience est en moyenne de 1° . Les modèles prévoient moins d'amincissement qu'en réalité. La comparaison des graphiques concernant l'acier inoxydable X5CrNi18-10 montre que plus la tôle est fine, plus le retour élastique est important et moins il y a d'amincissement. Plus l'angle de pliage est important, plus le retour élastique est important car le niveau des contraintes augmente.

La fibre neutre se décale d'autant plus vers la surface intérieure que le flan subit une tension avant le pliage, ce qui permet de réduire considérablement le retour élastique. Le pliage sous tension est intégré dans le modèle de Morestin [Morestin 93] mais il ne prend pas en compte l'amincissement du flan. Il crée un programme semi-analytique intégré dans un logiciel à finalité « métier » pour Renault. Le comportement du matériau est modélisé par un écrouissage cinématique de Lemaître et Chaboche et un critère de plasticité isotrope. La formule du rayon après retour élastique est :

$$R'_n = \frac{\int_{-e/2}^{e/2} y^2 E(y) w (1 + \varepsilon_x^{tr}) dy}{\int_{-e/2}^{e/2} y^2 E(y) w \varepsilon_x^{tr} dy - M(1 - \nu^2)} \quad (61)$$

où ε_x^{tr} est la déformation due à la tension du flan.

Le modèle a été testé en comparant ses résultats avec une expérience de pliage-dépliage d'une tôle d'acier XE280D d'épaisseur 0,67 mm pour des rayons de pliage croissants. Le Tableau 11 présente les écarts trouvés entre les rayons après retour élastique déterminés par calcul analytique et ceux mesurés expérimentalement selon que l'évolution du module d'Young avec la déformation plastique soit prise en compte ou non.

Tableau 11. Ecart (en %) entre les résultats analytiques et expérimentaux des essais de pliage-dépliage de l'acier XE280D [Morestin 96]

Radius of bending	3 mm	10 mm	15 mm
With modulus variation	1.0%	2.3%	4.5%
Without modulus variation	19.0%	10.0%	5.0%

Quand la variation du module d'Young n'est pas prise en compte, les résultats du modèle sont meilleurs lorsque le rayon de pliage est important et l'erreur augmente quand le rayon de pliage diminue. Une autre conclusion est que la prise en compte de l'évolution du module d'Young permet de diminuer de manière très significative l'erreur du modèle analytique lorsque le rayon de pliage diminue, donc quand une partie des déformations plastiques devient supérieure à la déformation ε_l (Figure 39), pour laquelle le module atteint sa valeur de saturation.

La fibre neutre se décale naturellement vers la surface intérieure lorsque le rayon de pliage diminue et son décalage est augmenté lors d'un pliage sous tension. Sa position dépend donc également des conditions aux limites imposées à la tôle. Ce décalage s'accompagne d'un amincissement du flan. Ces deux phénomènes ont un impact non-négligeable pour le calcul du retour élastique.

Les fibres de la zone 2 subissant le changement de trajet de chargement sont également soumises à l'effet Bauschinger, source d'écart supplémentaire entre le calcul et l'expérience quand cet effet est négligé.

2.2 L'effet Bauschinger

Le phénomène qui implique que la limite d'élasticité en compression est inférieure à la limite d'élasticité en traction lors d'un changement de trajet de chargement se nomme effet Bauschinger (Figure 56). Sa prise en compte se traduit par le choix d'un écrouissage cinématique ou mixte dans la modélisation du comportement du matériau.

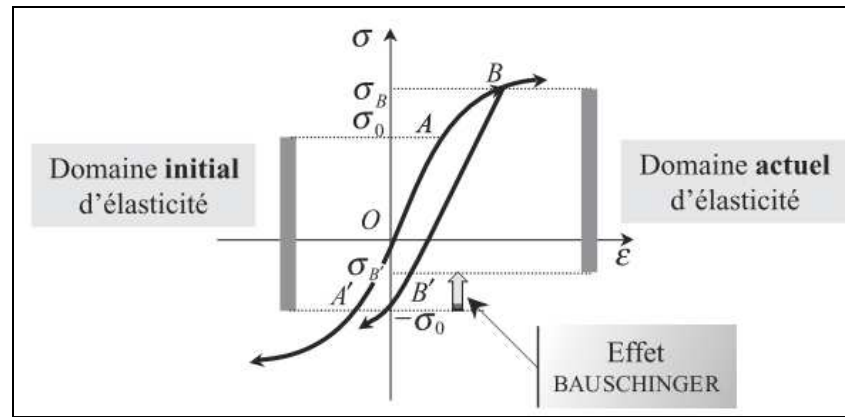


Figure 56. Schématisation de l'effet Bauschinger lors d'un essai de traction-compression

L'effet Bauschinger est restreint à la zone 2 qui est d'une épaisseur relativement faible comparée à l'épaisseur du flan et il est estimé que le changement de trajet de contraintes est inférieur à 10 % [Hecker 71]. C'est pourquoi de nombreux modèles analytiques ne prennent pas en compte ce phénomène. Tan *et al.* [Tan 95] ont développé deux modèles à partir de celui de Proksa en intégrant l'anisotropie du matériau ainsi que l'effet Bauschinger dans le premier et sans l'effet Bauschinger dans le second mais ses modèles restent entièrement dans le domaine plastique. Ils en concluent que l'effet Bauschinger a une influence sur l'amincissement du flan puisque le premier modèle prévoit plus d'amincissement que le second.

Zhang et Hu [Zhang 98] ont comparé les distributions de contrainte dans l'épaisseur entre un écrouissage isotrope et un écrouissage cinématique pour un cas de pliage-dépliage-pliage. La prise en compte de l'écrouissage cinématique conduit à une distribution de contrainte moins importante que l'écrouissage isotrope donc prévoit moins de retour élastique.

Les hypothèses énoncées par Ludwik sont donc trop restrictives pour que les modèles analytiques classiques puissent décrire correctement le pliage. Le problème doit être vu de manière incrémentale durant toute la descente du poinçon pour prendre en compte l'historique du chargement dans l'épaisseur du flan.

De plus, les modèles analytiques sont fondés sur une hypothèse simplificatrice forte de déformations planes ce qui restreint leur application aux cas de tôles larges. L'étude du problème dans l'espace tridimensionnel montre l'influence de la largeur du flan sur son comportement mécanique lors du pliage.

3 Limite de l'hypothèse de déformation plane : la flexion anticlastique

3.1 Constat et définition

La Figure 46 schématise une tôle pliée autour de l'axe (Oz) ce qui impose une courbure principale de rayon R dans le plan (Oxy). Lors de cette flexion, une courbure secondaire de signe opposé se forme dans le plan orthogonal au plan de pliage (Oyz). Ce phénomène est connu sous les noms de déformation en selle de cheval, spoon effect, effet Poisson ou flexion anticlastique. La Figure 57 est une éprouvette testée en pliage en l'air qui montre une courbure anticlastique persistante après le retour élastique.



Figure 57. Epreuve pliée par flexion en l'air montrant une courbure anticlastique après son retour élastique.

La flexion anticlastique (ou mode concave) a également été mesurée sur les bagues anti-fluage grâce à la décomposition modale discrète.

3.2 La flexion anticlastique dans les domaines élastique et plastique

Ce phénomène fut mis en évidence expérimentalement dans le cas de la flexion élastique par Lamb [Lamb 91].

Par la suite, de nombreuses publications ont cherché à formaliser ce phénomène en définissant mathématiquement la forme de la surface pliée. Searle [Searle 08] définit un

critère adimensionnel $\beta = \frac{w^2}{R e}$ qui dépend de la largeur w , du rayon de pliage et de l'épaisseur de la tôle. La résolution d'une équation différentielle ordinaire d'ordre 4 par Ashwell [Ashwell 50] [Ashwell 52] donne la forme mathématique de la fibre médiane. Il décrit deux types de formes extrémales de la surface selon la valeur de β . Lorsque $\beta < 1$, la courbure secondaire est constante de rayon R^* et le rapport des rayons $\frac{R^*}{R}$ est égal au coefficient de Poisson, donc le rapport des déformations dans la largeur ε_z sur les déformations longitudinales ε_x vaut logiquement l'opposé du coefficient de Poisson. Lorsque $\beta > 20$, la zone centrale de la largeur est plane et seuls ses bords libres connaissent une courbure à fort gradient. La théorie d'Ashwell a été reprise dans le cas du procédé de cintrage par enroulement sous tension [Conway 65] [Lee 83] [Wang 05]. Pour un acier de coefficient de Poisson égal à $1/3$, les différentes formes de la courbure secondaire calculées avec cette formule pour le cas d'une flexion pure sont tracées sur la Figure 58(a).

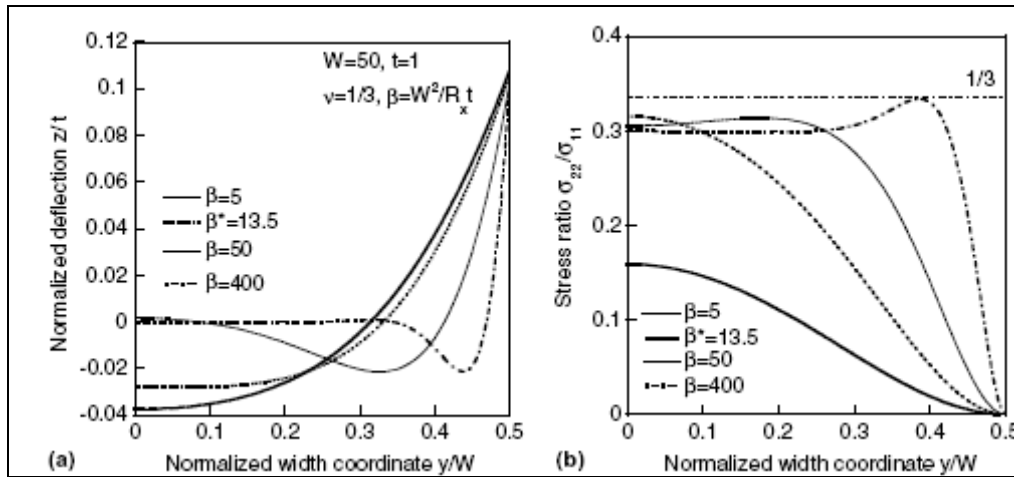


Figure 58. (a) Graphique de la déflexion normalisée par rapport à l'épaisseur en fonction de la position dans la largeur, pour différentes valeurs de β ; (b) rapport des contraintes transverses sur longitudinales en fonction de la position dans la largeur pour différentes valeurs de β [Wang 05].

Wang *et al.* [Wang 05] mettent en évidence la présence d'un point d'inflexion lorsque $\beta = 13,5$. La Figure 58(b) rappelle que les bords du flan étant libres, la contrainte dans la largeur (notée direction 2 sur la figure) est nulle donc la déflexion est maximale. Wang *et al.* estiment que la déflexion peut atteindre jusqu'à 10 % de l'épaisseur du flan.

Les différents auteurs mentionnent que le comportement de la tôle peut être approché par des modèles simplifiés dans les deux cas extrêmes : lorsque $\beta < 1$, la largeur de la tôle est faible et le comportement est proche de celui d'une poutre en contraintes planes. Lorsque $\beta > 20$, la largeur de la tôle est très large, l'approximation d'une plaque en déformations planes est alors utilisée.

Carden *et al.* [Carden 02] montrent que la courbure anticlastique est également présente dans le domaine plastique. La forme de la surface n'est plus définie par la formule

d'Ashwell car il existe une contrainte de cisaillement pour maintenir la compatibilité entre les régions élastiques et plastiques de la tôle fléchie qui n'est pas prise en compte par le modèle d'Ashwell. La persistance de cette courbure anticlastique revêt de l'importance pour le calcul du retour élastique. En effet, cette déflexion de la tôle dans la largeur augmente le moment quadratique et donc diminue le retour élastique.

3.3 Explication du phénomène

L'analyse des contraintes et déformations rencontrées dans le flan lors de la mise en forme permet d'expliquer ce phénomène. Lors du pliage, les fibres au-dessus de la fibre neutre sont en traction longitudinale donc ont tendance à se raccourcir dans la direction de la largeur (direction Z). Les fibres situées au-dessous de la fibre neutre sont en compression longitudinale donc tendent à s'allonger dans la direction de la largeur. Le principe d'équilibre appliquée à la section implique une contrainte σ_z de même signe que la contrainte longitudinale σ_x . Cette contrainte est maximale au centre de la largeur du flan et nulle sur les bords libres.

Si la largeur de la tôle est faible, l'évolution de la contrainte σ_z du maximum à sa valeur nulle est rapide d'où la formation de la courbure anticlastique sur toute la largeur du flan. Au contraire, si la largeur est importante, l'équilibre interne dans la largeur de proche en proche conduit à une contrainte σ_z qui décroît faiblement jusqu'à rencontrer un fort gradient vers les bords libres. Ceci explique la courbure précipitée sur les bords du flan.

Quelle que soit la largeur de la tôle, la flexion anticlastique est constamment présente. Ce phénomène a un effet non-négligeable sur le retour élastique uniquement quand la tôle a une faible largeur. Dans ce cas, les modèles analytiques en déformations planes ne sont plus valables. De plus, la flexion pure est une sollicitation théorique non mise en œuvre sur le plan industriel, le pliage s'effectue à l'aide d'outillages qui ont également une influence sur le retour élastique.

4 Limites liées à l'outillage

Certains modèles analytiques prennent en compte les pressions de contact de l'outillage par le décalage de la fibre neutre [Morestin 96], ce qui revient à modéliser une mise en forme par étirage puis pliage, ou l'intégration d'une pression dans le calcul des contraintes avec l'hypothèse que la pression est uniforme [Wang 93] ou linéaire [Zhang 07]. Zhang *et al.* concluent que la prise en compte de ce paramètre diminue l'erreur de prédiction du retour élastique de 26 % pour un rapport $\frac{R}{e} = 1$ par rapport à un modèle analytique

négligeant les effets de l'outillage. Les effets traités dans cette section sont la perte du contact entre le flan et le poinçon lors de la mise en forme, la lubrification et l'écroutissage local du flan nommé estampage.

4.1 Bifurcation du contact

Les contacts sont omniprésents lors du pliage industriel entre les différents éléments de l'outillage (poinçon, matrice et serre-flan) et la tôle, entraînant des pressions locales sur les surfaces intérieure et extérieure.

4.1.1 Constat et définition

A première vue, on pourrait penser que le contact, en faisant abstraction de la flexion anticlastique, est linéique entre le poinçon et la tôle au début du pliage. Puis, au cours de la mise en forme, il deviendrait surfacique en épousant la surface du poinçon. Il n'en est rien.

Au début du pliage où les déformations sont purement élastiques, la courbure anticlastique implique que le contact entre le poinçon et la tôle est réduit à une zone circulaire au centre de la largeur. Le contact n'est donc pas linéique mais surfacique voire ponctuel à l'amorce du contact. En l'absence de frottement, lors de la descente du poinçon, cette surface de contact ne s'agrandit pas, mais au contraire se sépare en deux surfaces situées de part et d'autre du poinçon. Sous le nez du poinçon, la tôle est décollée et par conséquent se retrouve pliée à un rayon plus faible que celui imposé par le poinçon. Il existe alors une bifurcation du contact et les modèles analytiques qui décrivent une géométrie enroulée (« wrap-around ») autour du poinçon ne sont plus valables [De Vin 00]. Burchitz [Burchitz 08] évoque cette perte de contact entre le poinçon et la tôle pour la simulation numérique de la flexion cylindrique proposée en benchmark au Numisheet 2002 lorsque le coefficient de frottement est nul.

4.1.2 Explication

Prenons comme exemple le cas de la flexion en l'air qui pour rappel se ramène à un cas de flexion trois points. Le moment résultant de l'application de la charge ponctuelle \vec{P} est nul aux points d'appuis et maximum au point d'application de la charge (Figure 59).

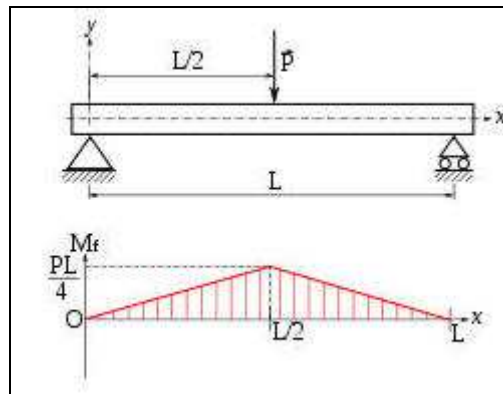


Figure 59. Répartition du moment fléchissant le long du profil pour un cas de flexion trois points.

La bifurcation du contact apparaît lorsque le moment imposé induit une courbure plus faible du flan, conditionnée par le comportement élastoplastique du matériau, que celle imposée par le poinçon. Elle dépend donc du rayon et de la course du poinçon ainsi que du bras de levier donc de la longueur entre les rayons d'entrée. La combinaison d'un rayon important de poinçon, d'une matrice dont la longueur entre les rayons de raccordement est faible et d'une course importante favorise la bifurcation du contact de la tôle autour du poinçon. Ce phénomène est visible sur les cas de flexion en V et en U. La bifurcation est annulée quand le pliage est en fond de matrice.

4.2 La lubrification

Elle est nécessaire pour faciliter l'écoulement de la matière entre les outils et a des conséquences sur la répartition des contraintes dans le flan à la fin de la mise en forme. De plus, une lubrification abondante a pour conséquence une diminution des efforts de pliage. Elle est également utilisée en prévention de l'usure des outillages. Les conditions de frottement qui découlent de la lubrification sont généralement modélisées par le modèle de Coulomb. Elle n'a pas d'influence sur le retour élastique en pliage en l'air [Fei 06] et peu en pliage en V [Leu 08]. Par contre, son influence est non-négligeable pour le cas du pliage en U [Cho 03].

4.3 L'écrouissage local

Dans les cas du pliage en U et en V, il est courant que la course du poinçon soit réglée de façon à ce que l'écart minimal en fin de course entre le poinçon et la matrice soit inférieur à l'épaisseur de la tôle. La technique utilisée est la frappe en fond de matrice. Ces pliages se décomposent en trois phases [Huang 07] : la première est un pliage en l'air, la seconde est un pliage en fond de matrice et enfin l'estampage, qui écrouit localement la matière et qui a pour conséquence un amincissement du flan et une réduction du retour élastique. Leu et Hsieh [Leu 08] décrivent un modèle analytique prenant en compte l'estampage en ajoutant au moment

fléchissant calculé en fond de matrice un moment induit par l'effort d'estampage. Ils en concluent que le retour élastique diminue avec le rayon de pliage jusqu'à devenir nul.

Si l'estampage est trop important, la tôle subit un retour élastique négatif, nommé spring-go ou spring-forward. L'étude de l'estampage et de son impact sur le retour élastique ont récemment fait l'objet de publications. L'étude du spring-go pour des pliages en V par la simulation numérique a permis de décrire les états de contrainte rencontrés lors de l'estampage [Huang 07] [Thipprakmas 08]. Bakhshi-Jooybari *et al.* [Bakhshi-Jooybari 09] effectuent des expériences de pliages en V et en U sur un acier C67S qu'ils comparent avec des simulations éléments finis et identifient le spring-go pour des rayons de poinçons très faibles uniquement pour le pliage en V. Les deux derniers auteurs cités remarquent que quand le rayon du poinçon augmente, le spring-go diminue jusqu'à redevenir un retour élastique positif. Ils en concluent qu'il existe donc un rayon de poinçon qui annule le retour élastique.

L'estampage est également présent pour le pliage en L où un jeu, inférieur à l'épaisseur de la tôle, entre le poinçon et la matrice est latéral. La matière est alors laminée lors de la descente du poinçon et la longueur du flan augmente. Le retour élastique diminue [Ling 05] lorsque la course du poinçon augmente [Mkaddem 07b].

L'outillage est une composante du processus de pliage à ne pas négliger lorsque l'on souhaite calculer le retour élastique dans le cas de pliages contraints, c'est-à-dire tous les cas sauf le pliage en l'air. En jouant sur les rayons de poinçon et matrice ainsi que les jeux entre les différents éléments, l'outilier a une solution pour réduire le retour élastique, voire l'annuler. Si les réglages sont trop contraignants, la tôle présente un retour élastique négatif et dans le pire des cas une rupture. Le contrôle des paramètres de l'outillage est donc essentiel pour assurer une mise en forme optimale.

5 Conclusion

L'étude théorique du pliage a débuté par la définition d'un modèle analytique dont le but est de calculer le retour élastique. La théorie suivie pour l'élaboration du modèle s'inspire de la théorie de Ludwik. Les hypothèses amènent à étudier le problème conjointement en déformations et contraintes planes, en considérant que la fibre neutre est fixe et positionnée au milieu de l'épaisseur. Le modèle effectue les calculs entre deux instants : celui à la fin de la descente du poinçon et celui après retour élastique. Le retour élastique découle de l'équilibre du moment fléchissant dans la section. Les déformations sont calculées à partir de la fibre neutre, les contraintes déduites du comportement du matériau en traction puis le moment fléchissant par une intégration numérique avec la méthode de Simpson. Le modèle fournit des résultats satisfaisants lorsque le pliage se fait à grand rayon comme lors de la flexion en l'air et met en avant des points importants à ne pas négliger lorsque l'on souhaite étudier le pliage, à savoir la caractérisation précise du comportement du matériau ainsi que la discrétisation

dans l'épaisseur pour reproduire au mieux la distribution des contraintes. Toutefois, le modèle atteint ses limites pour prédire le retour élastique des bagues anti-fluage car les effets de l'outillage ne sont pas négligeables et ne sont pas pris en compte.

Les différentes limites des modèles analytiques en déformations planes ont été décrites. Quand le rayon de pliage diminue, il faut utiliser la déformation logarithmique. Puis l'hypothèse de positionnement de la fibre neutre au milieu de l'épaisseur a été rejetée. Le décalage de sa position vers la surface intérieure dépend du matériau et des conditions aux limites appliquées à la tôle. Il est accompagné d'un amincissement de l'épaisseur ce qui invalide l'hypothèse d'épaisseur constante. De plus, une autre fibre est définie. Il s'agit de la fibre non-allongée dont la position évolue au cours du pliage. Enfin l'effet Bauschinger est négligé dans le modèle alors qu'il est présent dans la zone 2 de par le changement de trajet de chargement de ces fibres passant d'un état de compression à un état de traction. Il est donc nécessaire de décrire l'état de contrainte en chaque instant de la mise en forme pour mieux prédire le retour élastique.

La troisième partie rejette l'hypothèse des déformations planes et étudie le comportement de la tôle dans l'espace tridimensionnel. La flexion anticlastique, qui correspond à une seconde courbure se formant lors du pliage dans le plan transverse, est due à un changement de volume entre la partie en compression et la partie en traction. La forme de sa courbure dépend dans le domaine élastique de la largeur, du rayon de pliage et de l'épaisseur. Elle persiste dans le domaine plastique et entraîne une diminution du retour élastique.

Enfin, les effets de l'outillage sur le retour élastique sont détaillés. Comme il n'est pas possible d'imposer un moment constant le long du flan, cela entraîne la bifurcation du contact poinçon-flan tendant à induire naturellement un pliage plus fort de la tôle sous le nez du poinçon. La technique d'estampage dans le cas des pliages en U et V introduit un écrouissage local dans la matière à la fin du pliage. De la même façon, le laminage lors du pliage en L est amplifié lorsque la course du poinçon augmente. Dans ces trois cas, le retour élastique diminue et dans le cas particulier du pliage en V, une diminution importante du rayon de pliage conduit à la limite à un retour élastique négatif.

Les conditions d'emploi des modèles analytiques doivent être très maîtrisées. Dans le cas où le pliage est assimilable à un cas de pliage idéal, c'est-à-dire quand le rapport rayon de pliage sur épaisseur est supérieur à 4, la largeur de la tôle 10 fois supérieure à l'épaisseur et les contacts très faibles, le modèle analytique que nous avons développé est applicable. Si le rapport rayon sur épaisseur devient plus faible, le modèle d'Heller est conseillé. Toutefois, il est délicat de dire quel modèle est le meilleur car les hypothèses de chacun sont différentes et les validations sont faites sur des cas tests différents. Donc dans le cas où les contacts sont contraignants, il faudrait faire un benchmark sur les modèles de Morestin et Wang. Enfin, si

en plus la largeur de la tôle est faible, alors les modèles analytiques ne sont plus valables car le problème est tridimensionnel.

Chapitre 4 Modélisation numérique du pliage

Les chapitres précédents montrent que le pliage, bien qu'en apparence simple, est en fait un procédé de mise en forme complexe. En effet, les phénomènes de bifurcation du contact, de flexion anticlastique, de changement de position de fibre neutre sont pratiquement impossibles à reproduire avec un modèle analytique. Il n'existe quasiment aucun moyen de réduire la complexité du problème pour en faire une intégration simplifiée. De ce fait, il est incontournable de recourir à des simulations éléments finis du procédé pour simuler le comportement en pliage.

Ce chapitre est dédié à la mise en place d'une simulation numérique du pliage et plus particulièrement de la bague anti-fluage présentée au chapitre 1. La construction d'un modèle éléments finis suit différentes étapes qui offrent de multiples possibilités de configuration :

- la définition de la géométrie (flan, outils et définition des symétries),
- le maillage (type d'éléments, finesse),
- la méthode de résolution,
- le comportement du matériau,
- les conditions aux limites.

Chaque étape conditionne la qualité de la simulation et des résultats qui en découlent. Dans ce chapitre, les choix effectués pour assurer une précision compatible avec la géométrie de la pièce, dont l'intervalle de tolérances est de $2/10^{\text{ème}}$ de millimètres, sont mis en exergue.

La largeur du flan dans lequel est réalisée la bague est quinze fois supérieure à son épaisseur et le critère donnant la forme de la courbure anticlastique dans le domaine élastique vaut $\beta = 33,5$. Ces deux propriétés autorisent un traitement du problème en déformations planes dans la mesure où la déformation anticlastique devrait être faible dans ces conditions. La déformation ne devrait pas varier dans la direction transverse. Cette modélisation par des éléments bidimensionnels a l'avantage de diminuer notablement la durée des calculs par rapport à un calcul 3D. Une analyse de sensibilité est effectuée sur les paramètres d'entrée de la simulation. Pour comparer finement les résultats de la simulation avec les données réelles, outre une comparaison des diamètres extérieurs mesurés et calculés, la méthode de décomposition modale discrète est appliquée sur les résultats numériques et expérimentaux.

Dans la dernière partie de ce chapitre, les choix retenus pour la construction d'un modèle numérique 3D sont présentés. La confrontation avec l'expérience est réalisée successivement par la comparaison des diamètres moyens et des spectres modaux des résultats de la simulation et des mesures expérimentales.

1 Mise en donnée des modèles 2D et 3D

1.1 Géométries et maillage

La Figure 60 résume la stratégie de modélisation de la géométrie pour les modèles 2D et 3D, à partir de la géométrie réelle.

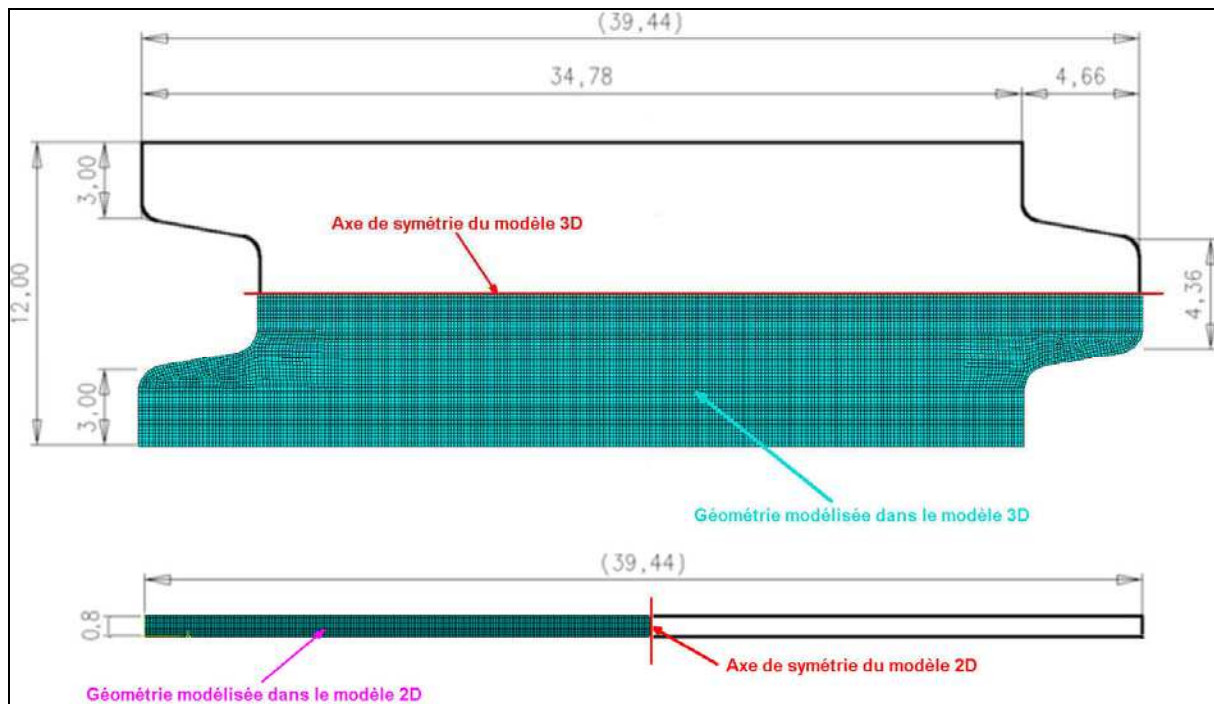


Figure 60. Modélisation de la géométrie du flan pour les modèles 2D et 3D.

Les chargements appliqués au flan ainsi que sa géométrie sont symétriques par rapport à l'axe longitudinal du flan. Un demi-flan par rapport à cet axe est modélisé pour le modèle tridimensionnel et une condition de symétrie est définie pour restituer le flan global.

Pour le modèle en déformations planes, on a choisi de modéliser la moitié d'un flan par rapport à un axe médian transverse. La longueur de la partie modélisée est alors la moitié de la longueur totale du flan réel et une condition de symétrie est définie par rapport à cet axe. On ne prend pas en compte les effets de la découpe sur le comportement du matériau qu'on considère donc comme négligeables. On élude ainsi la gestion du recouvrement au niveau de la simulation.

Le maillage du flan est réalisé avec des éléments linéaires à intégration réduite. Pour le modèle 3D, il s'agit des éléments volumiques hexaèdres à 8 noeuds C3D8R et pour le modèle en déformations planes, ce sont les éléments quadrangles à 4 noeuds CPE4R.

L'intégration réduite implique que les champs de déformations et de contraintes sont calculés à chaque pas de temps en un seul point d'intégration situé au centre de l'élément puis ces champs sont extrapolés aux nœuds de l'élément. Ceci explique le temps de calcul plus court des simulations avec ces éléments plutôt qu'avec les éléments à intégration complète tels que les éléments volumiques C3D8 par exemple. Néanmoins, pour les éléments à intégration réduite, des modes de déformation en sablier, aussi appelés modes hourglass, entraînent des erreurs de calcul voire la non-convergence du calcul. Ces modes à énergie de déformation nulle ne produisent ni déformations ni contraintes. Il faut contrôler l'apparition de ces modes lors de l'exploitation des résultats. Une première méthode consiste à vérifier sur toute la durée du calcul que l'énergie de déformation artificielle, stockée dans la variable de sortie ALLAE, ne dépasse pas 5 % de l'énergie interne dont la variable de sortie est ALLIE. La seconde méthode est une visualisation des éléments touchés à chaque pas de temps grâce à la variable de sortie EASEDEN qui représente la densité d'énergie de déformation artificielle totale. Si les éléments affectés sont éloignés de la zone de déformation principale ou que la valeur reste faible alors les résultats du calcul sont valables.

Dans le cas contraire, une option de contrôle du mode hourglass est proposée dans Abaqus et a pour conséquence l'ajout d'une raideur artificielle dans les éléments. Pour éviter l'apparition du hourglass ainsi que l'application de raideur artificielle, nous avons choisi de mailler le plus finement possible les zones à forts gradients de déformation donc dans le cas de la bague anti-fluage, toute la géométrie modélisée.

La configuration des outillages lors du procédé est donnée sur la Figure 17. La géométrie des outillages est directement importée dans Abaqus grâce aux transferts de fichiers CAO et est modélisée par des surfaces analytiques rigides. Ces géométries sont définies par les concepteurs d'après un paramétrage géométrique établi grâce à leur savoir-faire et représenté sur la Figure 61.

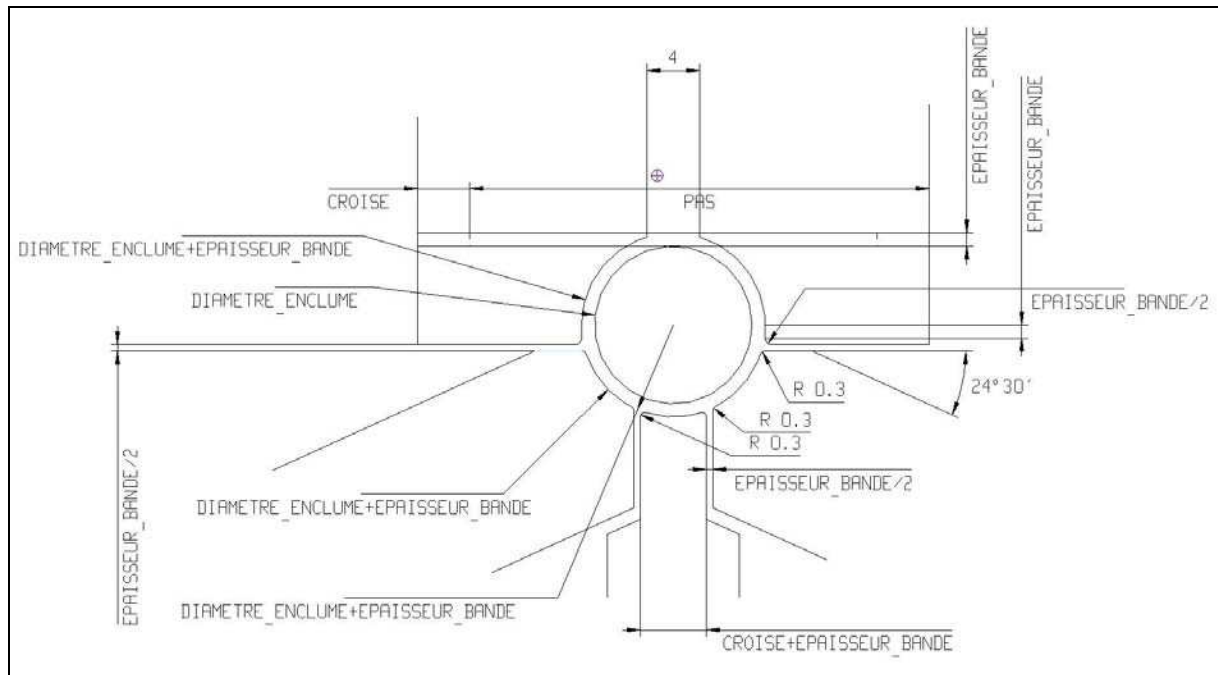


Figure 61. Géométrie paramétrée des outillages de la bague anti-fluage.

Les règles génériques résumées sur le schéma de la Figure 61 sont les suivantes :

- le diamètre des poinçons est égal au diamètre de l'enclume auquel on ajoute l'épaisseur de la tôle à plier,
- les rayons d'entrée des poinçons valent 0,3 mm,
- les espacements entre les différents poinçons valent la moitié de l'épaisseur de la bande,
- la largeur du poinçon inférieur destiné à refermer la bague est égal à la longueur de l'entrefer (nommé croisé sur la Figure 61) ajouté à l'épaisseur de la bande,
- les poinçons latéraux sont orientés à 24,5 ° par rapport au plan horizontal.

Pour aboutir à la géométrie de la bague dont les dimensions principales ainsi que les tolérances sont données au chapitre 1, l'enclume a été dessinée originellement avec un diamètre de 10,9 mm, puis retouchée lors de la mise au point à un diamètre de 10,74 mm. Les rayons des poinçons n'ont pas été retouchés et valent 6,25 mm. La position des poinçons sur les coulisseaux est ajustée de façon à ce que la matière soit maintenue par les poinçons sur l'enclume en fin de course. Cette donnée a été prise en compte pour l'ajustement des conditions aux limites.

1.2 Modélisation du comportement du matériau

L'identification des matériaux C67S et P-FLEX détaillée dans le chapitre 2 a montré que le module d'élasticité est dépendant de la déformation plastique et le comportement plastique de la vitesse de déformation avec comme nuance pour le C67S que la transition élastoplastique est modélisée par un critère anisotrope de Hill48.

D'un point de vue pratique, la modélisation de ce comportement élastique non-classique dans Abaqus a demandé un développement spécifique. En effet, Abaqus ne propose pas de modèles préprogrammés pour faire décroître le module élastique en fonction de la déformation plastique. Ceci est réalisé par l'écriture de routines utilisateur de type USDFLD (user defined field) pour le solveur implicite ou VUSDFLD pour le module explicite écrites en Fortran. Les points issus du modèle identifié au chapitre 2 sont entrés sous la forme d'un tableau à trois dimensions qui sont le module élastique, le coefficient de Poisson et la déformation plastique. On pourrait donc faire varier le coefficient de Poisson en fonction de la déformation plastique grâce à ce modèle. Néanmoins, comme aucune mesure correcte de celui-ci n'a pu être trouvée, il est défini à sa valeur théorique égale à 0,3 pour un acier. A chaque nouvel incrément, la routine relève la déformation plastique équivalente pour chaque élément, stockée dans la variable de sortie PEEQ, et affecte à l'élément le module élastique calculé par une interpolation linéaire entre les données d'entrée du modèle.

La prise en compte de l'anisotropie du C67S sous Abaqus ne se fait pas directement par les coefficients du modèle de Hill48. Le logiciel applique des coefficients multiplicateurs aux contraintes de la courbe de référence dans la direction du laminage pour obtenir les contraintes dans les autres directions. Ces coefficients sont définis par les formules suivantes, exprimées en fonction des coefficients de Lankford :

$$\left\{ \begin{array}{l} R_{11} = 1 \\ R_{22} = \sqrt{\frac{r_{90}(r_0 + 1)}{r_0(r_{90} + 1)}} \\ R_{33} = \sqrt{\frac{r_{90}(r_0 + 1)}{(r_0 + r_{90})}} \\ R_{12} = \sqrt{\frac{3(r_0 + 1)r_{90}}{(2r_{45} + 1)(r_0 + r_{90})}} \end{array} \right. \quad (62)$$

Un repère matériel donnant l'orientation du flan par rapport au repère global du problème est défini. Les valeurs des coefficients entrés sous Abaqus sont résumées dans le Tableau 12.

Tableau 12. Tableau des coefficients du modèle anisotrope sous Abaqus.

Le comportement viscoplastique est défini par un tableau à trois dimensions contenant la contrainte vraie, la déformation plastique et la vitesse de déformation correspondante. Les contraintes et déformations plastiques sont issues des courbes de référence identifiées en traction. La première courbe entrée doit être mise à une vitesse de déformation nulle. Elle correspond à la courbe de référence obtenue en traction pour la plus faible vitesse de déformation. Les données de cette première courbe sont ensuite entrées à nouveau en définissant la vraie vitesse de déformation. A chaque incrément, Abaqus calcule la vitesse de déformation en chaque élément. Puis, sur chaque courbe de référence dont les vitesses de

déformation encadrent celle calculée dans l'élément, il interpole linéairement une valeur intermédiaire de contrainte. Enfin, la valeur de contrainte est obtenue par une interpolation logarithmique entre les deux courbes de référence. Lorsque la vitesse de déformation dans l'élément est supérieure à la vitesse de déformation maximale, la contrainte est calculée à partir uniquement de la courbe de référence à la vitesse de déformation maximale.

1.3 Choix de la méthode de résolution

Deux méthodes de résolution existent :

- une méthode implicite programmée dans Abaqus\Standard,
- une méthode explicite programmée dans Abaqus\Explicit.

La méthode de résolution implicite résout les équations du principe fondamental de la statique en utilisant l'algorithme de résolution de Newton-Raphson alors que la méthode de résolution explicite résout les équations du principe fondamental de la dynamique en prenant un schéma de résolution par différences finies. La méthode explicite s'exécute sur des incréments de temps très faibles pour respecter la condition de stabilité du schéma de résolution ce qui a pour conséquence des temps de calculs plus longs que les modèles employant la méthode implicite. Cependant, cette dernière a l'inconvénient de ne pas toujours converger quand les surfaces de contact sont étendues ou quand l'estampage est présent.

C'est pour cette raison que les simulations éléments finis d'opérations de pliage sont réalisées en deux étapes. La première utilise la méthode de résolution explicite et correspond à la phase de mise en forme. La méthode de résolution explicite résout à chaque pas de temps le principe fondamental de la dynamique. Il est donc nécessaire de maîtriser les accélérations du système. C'est pourquoi il est préférable de piloter cette simulation en vitesse plutôt qu'en déplacement afin d'éviter les accumulations d'erreur dues aux dérivations successives pour calculer l'accélération et donc les accélérations trop importantes.

La seconde simulation qui correspond à la phase de retour élastique est résolue par la méthode implicite. La déformée du flan ainsi que les champs de contraintes et de déformations plastiques équivalentes au dernier incrément de la simulation précédente sont récupérés dans un nouveau modèle. Dans ce modèle, le flan est libéré de tout chargement par l'outillage, les conditions de symétrie sont conservées et le blocage complet des degrés de liberté d'un nœud particulier évite les mouvements de corps rigides.

Les paragraphes suivants décrivent les conditions aux limites du modèle de mise en forme qui modélisent les efforts de serre-flan et reproduisent la cinématique des poinçons.

1.4 Modélisation du chargement du serre-flan

Le serre-flan est maintenu sur la tôle par un ressort de marque DANLY ayant une longueur libre de 51 mm et une raideur de 1,5 daN/mm, qui subit une compression initiale de 13 mm. Un premier modèle 3D prend en compte la moitié de la raideur du ressort pour remplir les conditions de symétrie (la symétrie du chargement est représentée par deux ressorts en parallèle). Ce modèle reproduit la compression initiale du ressort et laisse libre le degré de liberté en translation du serre-flan dans la direction de chargement du ressort. Le résultat de ce calcul 3D ayant montré que le serre-flan ne se déplaçait pas lors de la mise en forme, une condition d'encastrement est définie pour tous les modèles.

1.5 Cinématique de pliage

Un soin particulier a été apporté à la définition de la cinématique de pliage. En effet, la spécificité des presses à coulisseaux multiples est que la cinématique doit être définie de manière à ce que chaque poinçon arrive au contact de la tôle au bon moment. De plus, comme le matériau a un comportement viscoplastique, il est nécessaire de reproduire avec précision l'évolution de la vitesse des poinçons qui induit l'évolution du gradient de vitesse de déformation dans la tôle.

Les bagues anti-fluage sont des pièces standard chez A.Raymond, les mouvements des poinçons ont été définis une seule fois pour toutes les références. La méthode employée pour définir les mouvements dans le cas d'une production sur presses à coulisseaux multiples de type BIHLER est la suivante. Les concepteurs définissent les différentes courses des poinçons et estiment leurs cycles de montée, repos et descente. Puis, ils utilisent une routine programmée dans le logiciel de conception TELL qui optimise les mouvements et définit la géométrie des cames d'après les formules données par le constructeur des presses BIHLER pour atteindre la meilleure cadence. Dans cette thèse, nous avons également utilisé ces formules pour calculer les vitesses à chaque instant de la conformation. Cependant, pour des raisons de droits d'auteur du constructeur BIHLER, nous ne pouvons les retranscrire dans ce rapport.

La cadence de la presse est 310 coups par minute. Les Figure 62 et Figure 63 représentent les déplacements et vitesses de chaque poinçon en fonction du temps dans le cycle, définis à la fin de la conception.

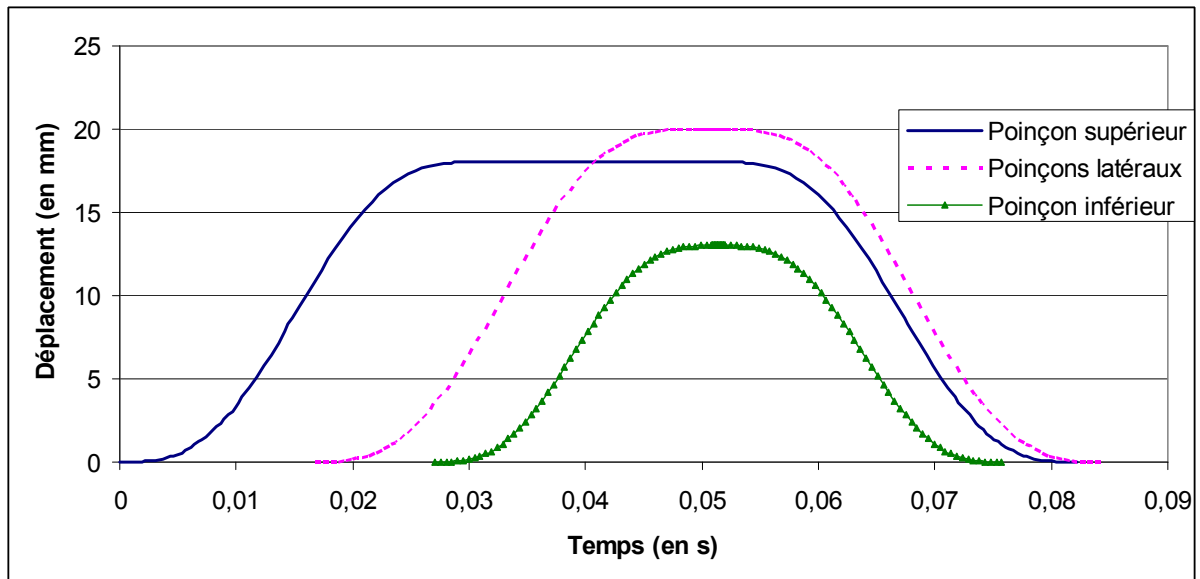


Figure 62. Déplacements réels des poinçons en fonction du temps.

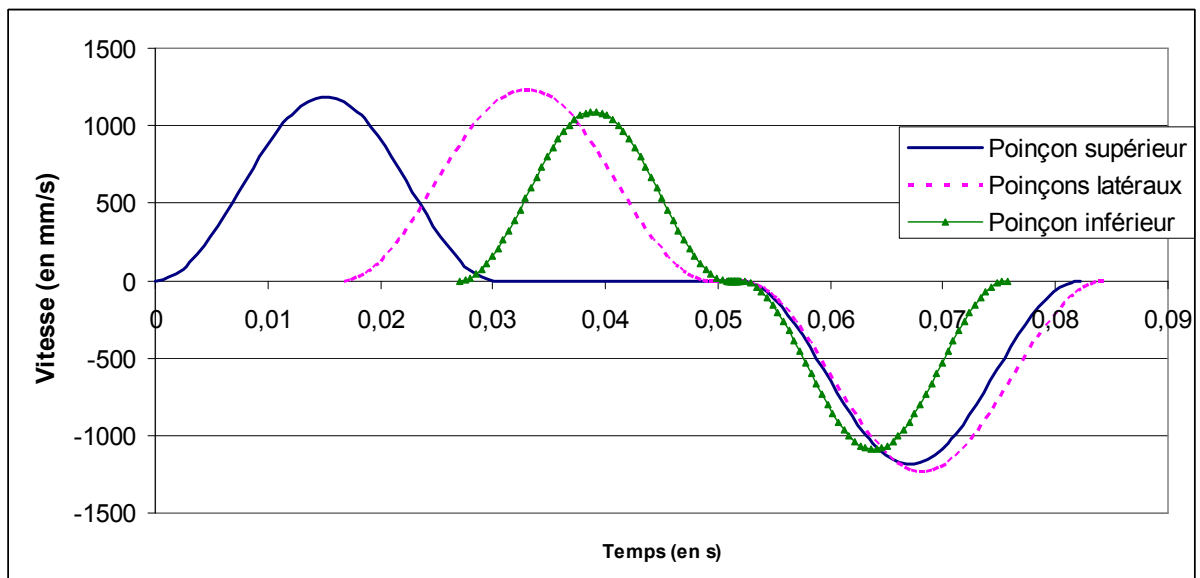


Figure 63. Vitesses réelles des poinçons en fonction du temps.

Les courses réelles des poinçons valent donc :

- 18 mm pour le poinçon supérieur,
- 20 mm pour les poinçons latéraux,
- 13 mm pour le poinçon inférieur.

Les vitesses maximales réelles (en valeur absolue) valent :

- 1187 mm/s pour le poinçon supérieur,
- 1230 mm/s pour les poinçons latéraux,
- 1090 mm/s pour le poinçon inférieur.

Les poinçons effectuent leur cycle de montée successivement. Le poinçon supérieur est le premier à se déplacer, suivi par les poinçons latéraux et enfin le poinçon inférieur vient fermer la bague autour de l'enclume. Les trois poinçons débutent leur mouvement de descente au même instant. Les vitesses ont une forme sinusoïdale et assurent une accélération nulle aux départs des poinçons ainsi qu'à la course maximale. Les vitesses maximales sont définies dans le module de conditions aux limites d'Abaqus.

Pour diminuer le temps de calcul, la cinématique est réduite en avançant le départ des poinçons latéraux de 0,01 s ce qui a pour conséquences l'avancement de la même durée du départ du poinçon inférieur et la diminution du temps de maintien du poinçon supérieur. De plus, il n'est pas nécessaire de modéliser toute la descente des poinçons pour calculer le retour élastique donc la durée de mise en forme résultant de toutes ces modifications vaut 0,055 s au lieu de 0,084 s en réalité soit une diminution du temps de calcul d'environ 35 %. Sous Abaqus, il est possible d'entrer cette cinématique par un tableau de points dans un modèle d'amplitude. Le logiciel interpole linéairement entre les points à chaque nouvel incrément pour calculer la vitesse. La taille des incréments de la méthode de résolution explicite est faible donc il faudrait un grand nombre de points pour modéliser correctement la forme des courbes de vitesse. Pour alléger la mise en donnée, la cinématique est modélisée par un modèle d'amplitude préprogrammé dans Abaqus nommé smooth step.

Le modèle smooth step est défini par un polynôme de degré 5 qui présente une tangente nulle aux premier et dernier points de l'amplitude. Il est donc recommandé par Abaqus dans le cas des modèles utilisant la méthode de résolution explicite car il évite l'accélération infinie au début du calcul. Ce modèle d'amplitude s'écrit [Hibbit 09] :

$$a = A_i + (A_{i+1} - A_i)\xi^3(10 - 15\xi + 6\xi^2), \quad (63)$$

où A_i et A_{i+1} sont les valeurs de l'amplitude respectivement au début et à la fin du smooth step et ξ est un coefficient dépendant du temps donné par :

$$\xi = \frac{(t - t_i)}{(t_{i+1} - t_i)}, \quad (64)$$

avec t_i et t_{i+1} les valeurs du temps respectivement au début et à la fin du smooth step et t l'instant où l'amplitude est calculée qui est compris entre t_i et t_{i+1} .

La vitesse en chaque instant t est donnée par :

$$V = a \times V_{\max}. \quad (65)$$

La distance parcourue à l'instant t est calculée en intégrant l'amplitude entre t_i et t :

$$D = V_{\max} \left[A_i(t - t_i) + (A_{i+1} - A_i)(t_{i+1} - t_i)\xi^4(2,5 - 3\xi + \xi^2) \right] + B, \quad (66)$$

où B est une constante correspondant à une condition initiale de déplacement.

Chaque courbe de vitesse est décomposable en cinq (pour le poinçon supérieur) ou six (pour les poinçons latéraux et inférieur) segments qui correspondent aux montées, descentes et maintiens de la vitesse. Chaque segment est décrit par un modèle smooth step où les quatre

inconnues sont t_i , t_{i+1} , A_i et A_{i+1} . Celles-ci sont identifiées directement à partir des données de la cinématique modifiée. Les inconnues de temps correspondent aux extrémités des différents segments. Les inconnues d'amplitude peuvent prendre trois valeurs : 0, 1 ou -1, qui sont calculées par la vitesse à un instant donné divisée par la vitesse maximale. Les valeurs des inconnues identifiées pour chaque poinçon sont résumées dans le Tableau 13. Les courbes de déplacements et vitesses des poinçons au cours de la simulation sont données respectivement par la Figure 64 et la Figure 65. Pour obtenir exactement les mêmes déplacements qu'en réalité, les calculs ont été lancés en double précision ce qui augmente le nombre de chiffres significatifs.

Tableau 13. Tableaux d'amplitude smooth step entrés sous Abaqus

Poinçon supérieur		Poinçons latéraux		Poinçon inférieur	
Temps	Amplitude	Temps	Amplitude	Temps	Amplitude
0	0	0	0	0	0
0,015136	1	0,006772	0	0,017062	0
0,030303	0	0,02299	1	0,028955	1
0,041948	0	0,03924	0	0,040872	0
0,057084	-1	0,041948	0	0,041948	0
0,072251	0	0,058163	-1	0,053847	-1
		0,074413	0	0,065763	0

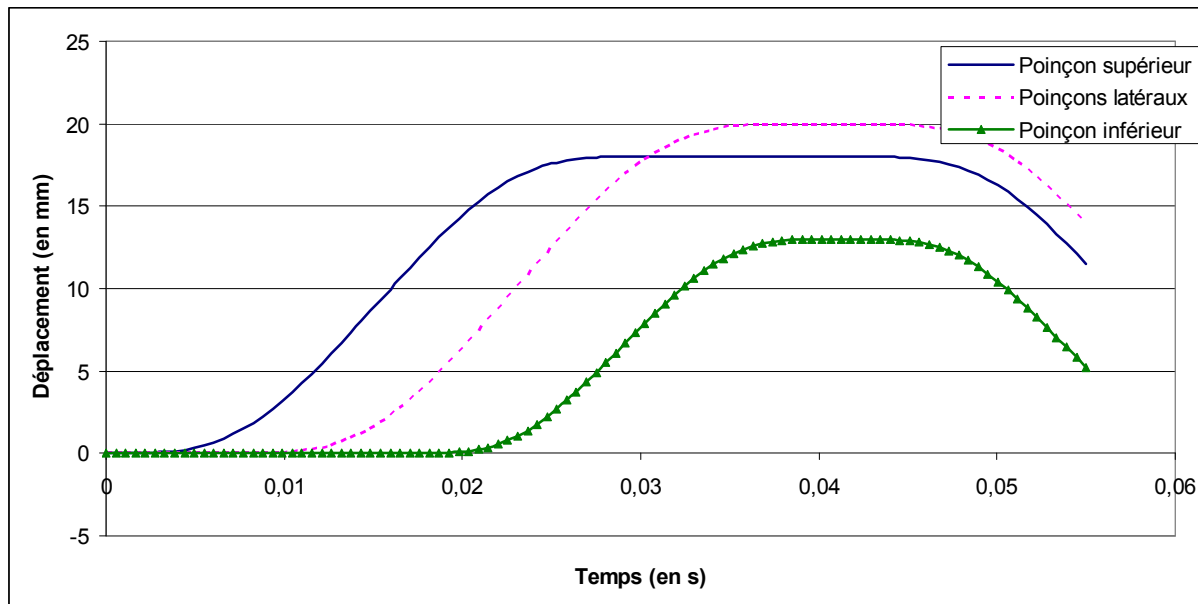


Figure 64. Déplacement des poinçons calculés à partir des approximations proposées par Abaqus.

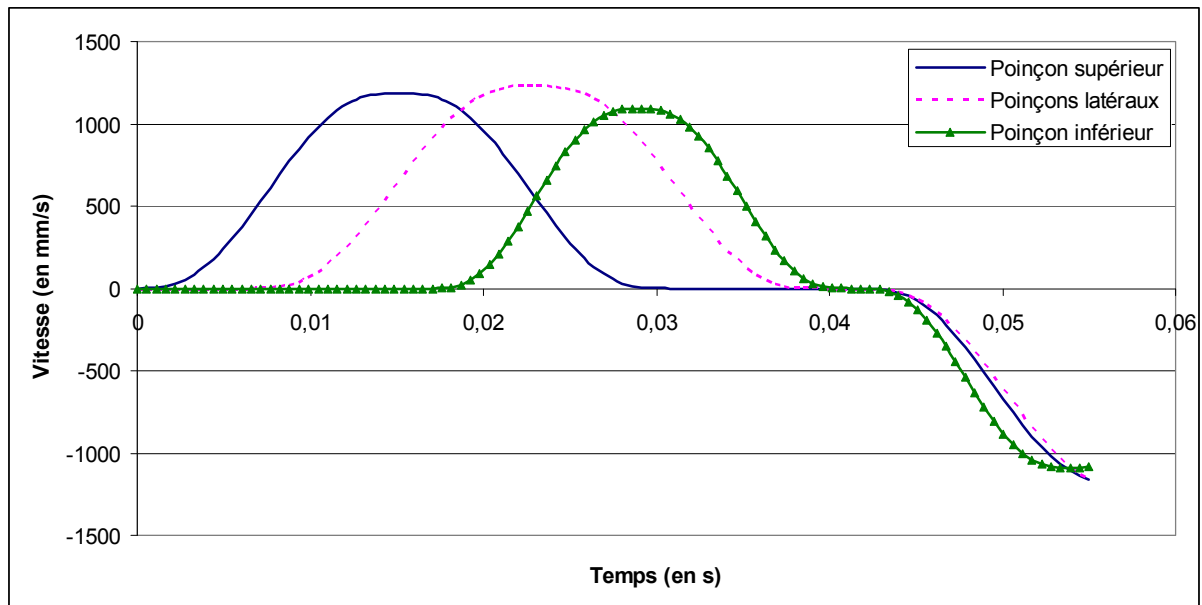


Figure 65. Vitesses des poinçons calculées à partir des approximations proposées par Abaqus.

Pour résumer, les conditions aux limites concernant la cinématique sont définies par les vitesses maximales de chaque poinçon données sur le graphique de la Figure 63 et estimées à chaque incrément de calcul par les modèles d'amplitude. Le mouvement des poinçons est complètement défini si les degrés de liberté de chaque poinçon sont bloqués sauf celui dans la direction du chargement.

1.6 Contacts et frottement

La modélisation des contacts entre les différentes parties de l'outillage et le flan est réalisée par une approche maître-esclave, ce qui signifie que les nœuds de la surface esclave ne peuvent pas pénétrer la surface maîtresse. Les surfaces maîtresses sont les surfaces analytiques rigides modélisant les outillages et les surfaces esclaves sont les surfaces intérieure et extérieure du flan. Le frottement est modélisé par le modèle de Coulomb avec un coefficient de frottement constant défini à 0,15. L'influence de la valeur du coefficient de frottement sur le retour élastique est testée avec le modèle 2D.

Les Figure 66 et Figure 67 résument respectivement les conditions aux limites du modèle 3D et 2D.

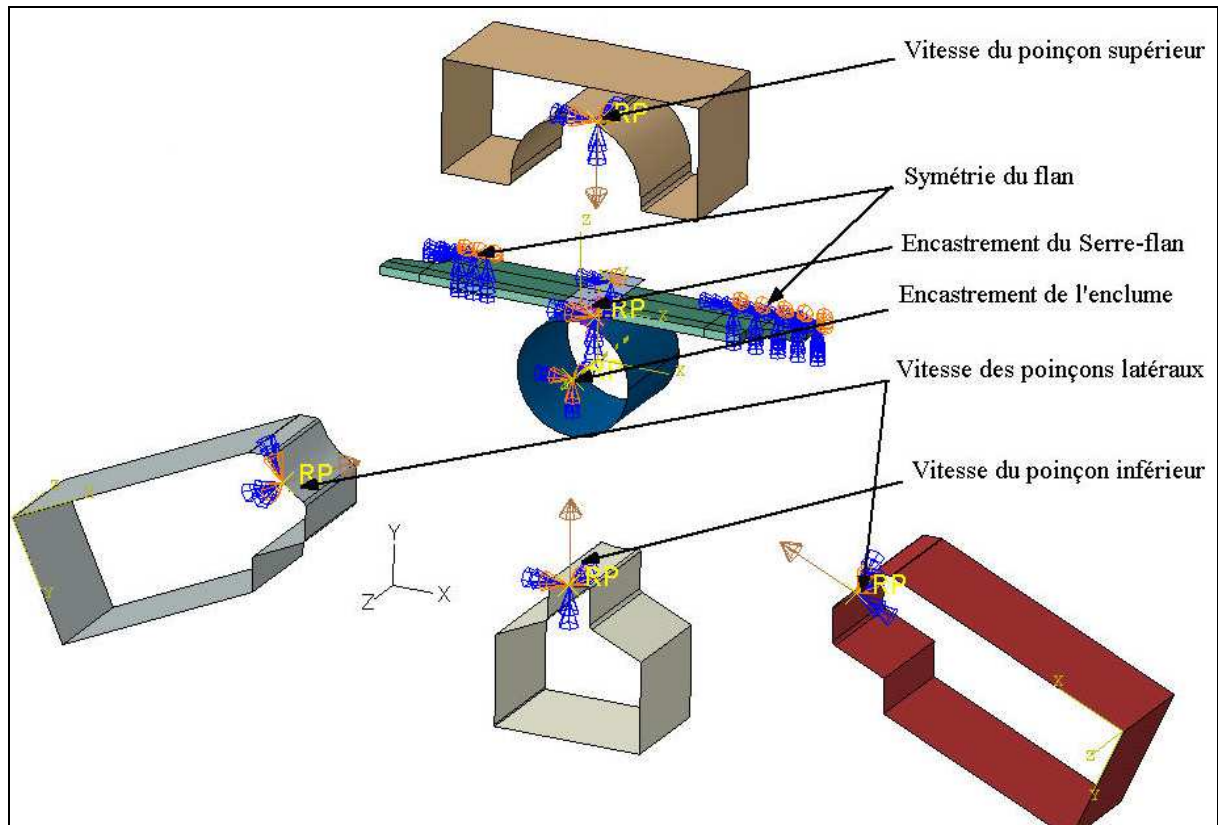


Figure 66. Conditions aux limites du modèle 3D de mise en forme.

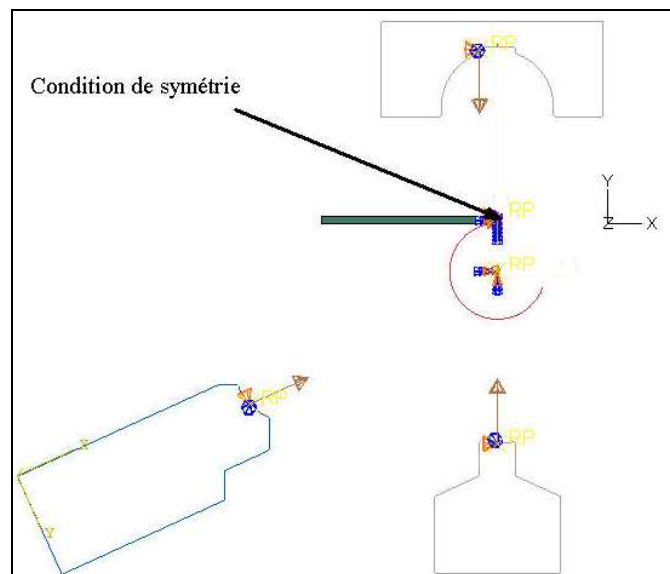


Figure 67. Conditions aux limites du modèle 2D de mise en forme.

2 Exploitation des résultats du modèle numérique 2D

Nous avons vu dans le chapitre 3 que le nombre de points d'intégration dans l'épaisseur est une donnée critique car elle conditionne la précision sur le calcul du moment fléchissant qui a une influence directe sur le calcul du retour élastique. Dans un premier

temps, on détermine le nombre suffisant d'éléments dans l'épaisseur et les paramètres adoptés pour cette simulation définissent alors la simulation de référence.

Une analyse de sensibilité du modèle aux différents paramètres numériques et réels est ensuite effectuée. Les paramètres numériques testés concernent ceux du modèle de comportement du matériau, le choix de la méthode de résolution et le frottement. Les paramètres réels testés sont les courses et rayons des poinçons. Enfin, la technique de décomposition modale discrète est appliquée pour comparer la forme des bagues simulées après retour élastique avec la forme des bagues mesurées par la MMT avec palpeur.

Pour chaque simulation, le diamètre de la bague simulée est déterminé par la méthode des moindres carrés à partir des coordonnées de la surface extérieure du flan après retour élastique. Ce diamètre est comparé avec le diamètre calculé par la même méthode sur la bague réelle pour la position située à la moitié de sa hauteur, à $z = -6$ mm (Tableau 6).

2.1 Calage de la simulation

Le Tableau 14 reprend les paramètres numériques employés pour le calage du modèle numérique de pliage de la bague anti-fluage avec la réalité.

Tableau 14. Paramètres numériques de la mise en données.

Nombre d'éléments dans l'épaisseur	4 - 6 - 8 - 10	
Matériau	C67S	P-FLEX
Modèle de comportement du matériau	Critère de Hill 48 Ecrouissage isotrope Courbes de référence pour 4 vitesses de déformation	Critère de Von Mises Ecrouissage isotrope Courbes de référence pour 3 vitesses de déformation Evolution du module d'Young par VUSDFLD/USDFLD
Méthode de résolution	Explicite puis implicite	
Coefficient de frottement	0,15	

Le Tableau 15 et le Tableau 16 donnent les résultats des simulations réalisées avec 4, 6, 8 et 10 éléments dans l'épaisseur pour les matériaux C67S et P-FLEX. Pour chaque simulation, le ratio entre les dimensions de l'élément est fixé à 1.

Tableau 15. Résultats des simulations avec le nombre d'éléments dans l'épaisseur variable pour le C67S.

	Diamètre (en mm)	Erreur (en mm)
Expérience	12,9	
4 éléments	12,89	-0,01
6 éléments	12,9	0
8 éléments	12,88	-0,02
10 éléments	12,88	-0,02

On remarque que le nombre d'éléments dans l'épaisseur n'a pas d'influence sur le retour élastique pour le matériau C67S. Ceci est dû au fait que le retour élastique de la bague en C67S est faible, ce que la simulation n'a pas trop de mal à reproduire. Les erreurs se mesurant sur des grandeurs faibles, la différence des diamètres finaux n'est alors pas un critère discriminant.

Tableau 16. Résultats des simulations avec le nombre d'éléments dans l'épaisseur variable pour le P-FLEX.

	Diamètre (en mm)	Erreur (en mm)
Expérience	13,88	
4 éléments	13,94	0,06
6 éléments	13,87	-0,01
8 éléments	13,82	-0,06
10 éléments	13,82	-0,06

Les écarts entre les résultats sont plus importants pour la bague simulée avec le matériau P-FLEX car le retour élastique est plus conséquent. Le retour élastique de la bague tend à diminuer lorsque le nombre d'éléments dans l'épaisseur augmente jusqu'à atteindre un plateau pour 8 éléments. Pour décider du nombre optimal d'éléments dans l'épaisseur, nous avons décidé de comparer la distribution de la contrainte résiduelle longitudinale dans le flan après retour élastique. La Figure 68 compare les cartes de contraintes pour un nombre d'éléments dans l'épaisseur croissant. La composante σ_{11} est exprimée dans le repère local matériel qui a été défini pour modéliser l'anisotropie du matériau C67S et a été conservé pour les simulations de pliage de la bague en P-FLEX.

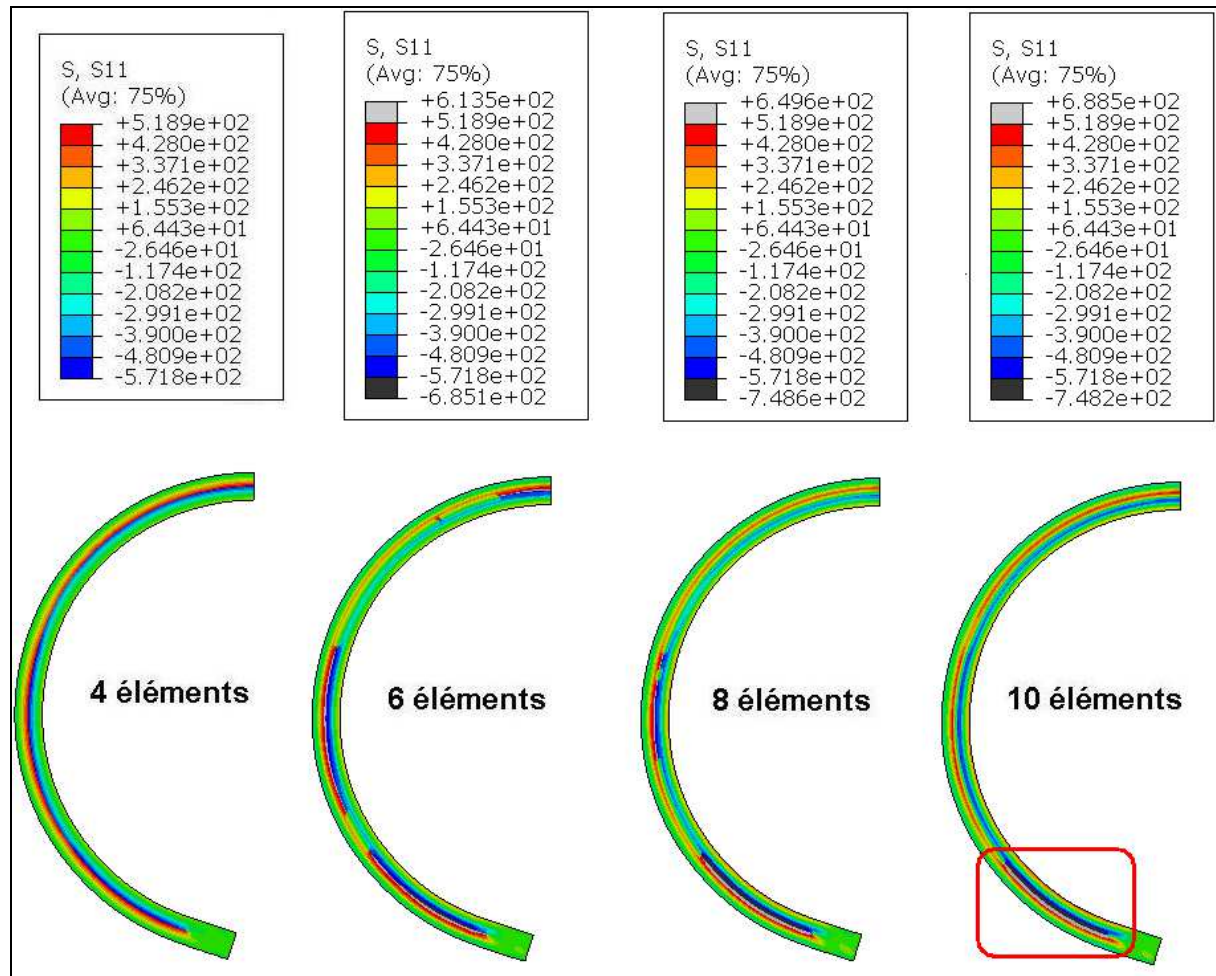


Figure 68. Carte de contraintes longitudinales dans le flan après retour élastique pour un nombre d'éléments dans l'épaisseur croissant.

La même forme de distribution des contraintes a été obtenue lors de la simulation avec le matériau C67S. La distribution des contraintes après retour élastique s'approche de celle déterminée par le modèle analytique donnée dans la Figure 51 et qui s'apparente à une forme en Z. Ces cartes permettent d'expliquer les résultats du Tableau 15 : quand le nombre d'éléments dans l'épaisseur est faible, la distribution des contraintes dans l'épaisseur est mal décrite et les contraintes sont plus importantes donc la bague s'ouvre plus lors du retour élastique. Pour 10 éléments dans l'épaisseur, la distribution des contraintes est la plus approchante de la distribution théorique, sauf dans la zone encadrée en rouge. En augmentant plus encore le nombre d'éléments dans l'épaisseur, la distribution des contraintes dans cette zone tendrait vers la distribution théorique. Cependant, l'augmentation du nombre d'éléments dans l'épaisseur conduit à l'allongement de la durée du calcul et n'apporte pas plus de précision sur la valeur du diamètre après retour élastique.

Les résultats sont assez proches de la réalité puisque l'écart le plus important est inférieur à la tolérance sur le diamètre de $\pm 0,2$ mm, donc la simulation numérique du pliage est validée pour les deux matériaux. Dans la suite, les simulations sont réalisées uniquement pour le matériau C67S et la simulation avec 10 éléments dans l'épaisseur (pour un total de

2460 éléments) donnant un diamètre de 12,88 mm est considérée comme référence dans les prochains tableaux de résultats.

2.2 Analyse de sensibilité du modèle 2D

2.2.1 Influence des paramètres du modèle de comportement du matériau

Dans le paragraphe précédent, nous avons vu que le modèle numérique reproduit bien deux comportements différents en pliage pour deux matériaux distincts. Pour quantifier l'influence des choix dans la modélisation du comportement du matériau C67S sur le retour élastique, trois simulations numériques sont réalisées :

- en négligeant la dépendance de la courbe de référence à la vitesse de déformation,
- en négligeant l'anisotropie du matériau,
- en intégrant l'évolution du module d'Young avec les routines VUSDFLD et USDFLD.

La première simulation est donc réalisée en intégrant uniquement la courbe de référence pour la vitesse de déformation la plus basse. Les résultats de ces trois simulations ainsi que les écarts avec la simulation de référence sont donnés dans le Tableau 17.

Tableau 17. Résultats des simulations avec les paramètres matériaux variables pour le matériau C67S.

	Diamètre (en mm)	Ecart (en mm)
Simulation de référence	12,88	
Sans vitesse de déformation	12,85	-0,03
Sans anisotropie	12,86	-0,02
Avec évolution module d'Young	12,99	0,11

L'écart entre les résultats de la simulation de référence et celle avec une seule courbe de référence est faible mais souligne toutefois l'importance de la prise en compte de l'effet de la vitesse pour obtenir une simulation fiable.

L'écart entre les résultats de la simulation de référence et celle sans pris en compte de l'anisotropie du matériau reste faible mais montre que la non-prise en compte de l'anisotropie conduit à prédire un retour élastique plus faible qu'en réalité. Ceci est dû à l'augmentation des contraintes dans le flan à la fin de la mise en forme lorsque l'anisotropie est prise en compte. Il est donc essentiel d'identifier correctement les paramètres du modèle anisotrope du matériau et de les intégrer dans la simulation numérique du pliage, surtout lorsque le retour élastique est important.

La prise en compte de la décroissance du module d'Young avec la déformation plastique dans la simulation numérique conduit à un écart de plus d'un dixième de millimètres

sur le retour élastique par rapport à la simulation de référence. On rejoint alors la conclusion donnée au chapitre 2 suite aux expériences de détermination des modules d'Young à des déformations plastiques croissantes : il faudrait répéter l'essai mené au moins cinq fois pour évaluer sa répétabilité et voir si les paramètres du modèle de Yoshida-Uemori identifiés pour ces cinq essais sont en accord avec ceux que nous avons identifiés.

2.2.2 Influence du coefficient de frottement

Le coefficient de frottement a été fixé à 0,15. Pour valider l'emploi de cette valeur, deux modèles ont été construits en faisant varier la valeur du coefficient de $\pm 10\%$ ce qui revient à des valeurs de 0,135 et 0,165. Le Tableau 18 donne les résultats de ces différentes simulations et montre que le coefficient de frottement n'a pas d'influence sur le retour élastique dans l'intervalle de valeur testé. La modélisation du frottement par un modèle de Coulomb avec un coefficient de frottement de 0,15 est donc satisfaisante même s'il est évident qu'en réalité, les conditions de frottement sont locales et évoluent au cours de la mise en forme.

Tableau 18. Résultats des simulations avec le coefficient de frottement variable pour le matériau C67S.

	Diamètre (en mm)	Ecart (en mm)
Simulation de référence	12,88	
Frottement +10%	12,88	0
Frottement -10%	12,88	0

2.2.3 Influence de la méthode de résolution

La méthode de résolution utilisée dans tous les calculs de mise en forme est l'explicite car la méthode de résolution implicite rencontre des difficultés de convergence lorsque notamment les paramètres géométriques des outillages sont modifiés, ce qui invalide son emploi dans une phase d'optimisation. Néanmoins, il faut s'assurer que l'emploi de la méthode explicite pour la mise en forme suivie de la méthode implicite pour le retour élastique donne les mêmes résultats que la simulation menée uniquement en implicite. Le Tableau 19 résume les résultats de la simulation de référence avec celle menée uniquement avec la méthode de résolution implicite. Il est à noter que la simulation par la méthode implicite présente comme avantage une durée de calcul plus courte (45 minutes) par rapport à la simulation de référence (3 heures), les calculs étant lancés en parallèle sur 2 processeurs ce qui bloque 6 licences Abaqus.

Tableau 19. Résultats des simulations selon la méthode de résolution employée pour le matériau C67S.

	Diamètre (en mm)	Ecart (en mm)
Simulation de référence	12,88	
Méthode implicite	12,89	0,01

Les deux paragraphes suivants mettent en évidence l'influence des jeux entre les poinçons et l'enclume en fin de course. Ces jeux sont générés par la modification des courses ou des rayons de poinçons.

2.2.4 Influence de l'écart minimal entre les poinçons et l'enclume

Dans la simulation de référence, les jeux entre les poinçons et l'enclume à la fin du cycle de montée des poinçons sont égaux à l'épaisseur de la tôle et définissent un jeu de référence dit jeu nul. Le Tableau 20 résume les résultats des simulations où la position des poinçons a été translatée de $\pm 0,1$ mm, traduisant les effets sur le retour élastique d'un jeu soit négatif (estampage) soit positif.

Tableau 20. Résultats des simulations suivant la valeur de l'écart minimal entre les poinçons et l'enclume pour le matériau C67S.

	Diamètre (en mm)	Ecart (en mm)
Simulation de référence	12,88	
Ecart mini -0,1 mm	12,54	-0,34
Ecart mini +0,1 mm	12,82	-0,06

Lorsque le jeu est négatif, le retour élastique simulé diminue conformément à ce qui a été décrit au chapitre 3. Lorsque le jeu est positif, on pourrait s'attendre à ce que le retour élastique soit plus important. La comparaison des diamètres de la simulation de référence et de celle-ci ne permet pas de conclure sur cette tendance. Cependant, simultanément au calcul de diamètre par la méthode des moindres carrés, le défaut de circularité est calculé. Pour la simulation de référence, il vaut 0,12 mm alors que celui de la simulation avec un jeu négatif vaut 0,23 mm, ce qui suggère que la bague simulée avec un jeu positif a une ouverture locale plus importante que celle de la simulation de référence.

2.2.5 Influence des rayons de poinçons

L'estampage de la matière est reproduit par la simulation lorsque le rayon des poinçons augmente, entraînant une diminution du retour élastique tandis qu'il augmente quand le rayon du poinçon diminue (Tableau 21).

Tableau 21. Résultats des simulations suivant les rayons de poinçons pour le matériau C67S.

	Diamètre (en mm)	Ecart (en mm)
Simulation de référence	12,88	
Rayon poinçon +0,1 mm	12,32	-0,56
Rayon poinçon -0,1 mm	12,96	0,08

La comparaison de ces deux dernières séries de résultats amène à la conclusion que l'augmentation des rayons de poinçons est un moyen d'estampage plus efficace que l'augmentation de la course. Cependant, en production, il est plus rapide de modifier les courses des poinçons en les rapprochant de l'enclume plutôt que de faire usiner les poinçons.

La simulation de référence donne satisfaction d'un point de vue industriel car elle permet de prédire le diamètre de la bague anti-fluage après retour élastique avec une erreur inférieure à la moitié de la tolérance au plan ($\pm 0,2$ mm). Une comparaison plus poussée des résultats de la simulation de référence avec l'expérience est réalisée en appliquant la technique de décomposition modale discrète.

2.3 Décomposition modale discrète

L'analyse modale d'un élément géométrique nominal permet de créer une référence intrinsèque à la pièce. On exprime ensuite les écarts par rapport à cet élément géométrique en utilisant la technique de décomposition modale discrète, ce qui permet d'avoir une vision fine des phénomènes s'étant produits.

La comparaison entre les écarts calculés d'une part sur le cas industriel et d'autre part sur la simulation numérique par rapport à la référence, sont un test supplémentaire de la fiabilité de la simulation numérique. Ce paragraphe est donc dédié à ce comparatif avec l'objectif de pouvoir ensuite mener une optimisation de forme des outils de façon à montrer que l'emploi de tels outils peut contribuer à faire du pliage un procédé de précision. Pour la simulation, les points utilisés dans cette méthode sont les mêmes que ceux employés pour calculer le diamètre extérieur moyen. Les points expérimentaux sont constitués de la moitié des points relevés par la MMT à la position $z = -6$ mm, milieu de la hauteur de la bague.

Chaque nuage de points est associé à un élément géométrique nominal qui est un cercle ayant pour diamètre le diamètre nominal au plan de la bague, à savoir 12,9 mm. Le vecteur des écarts résiduels est calculé en effectuant la projection orthogonale des points sur l'élément géométrique nominal (Figure 69).

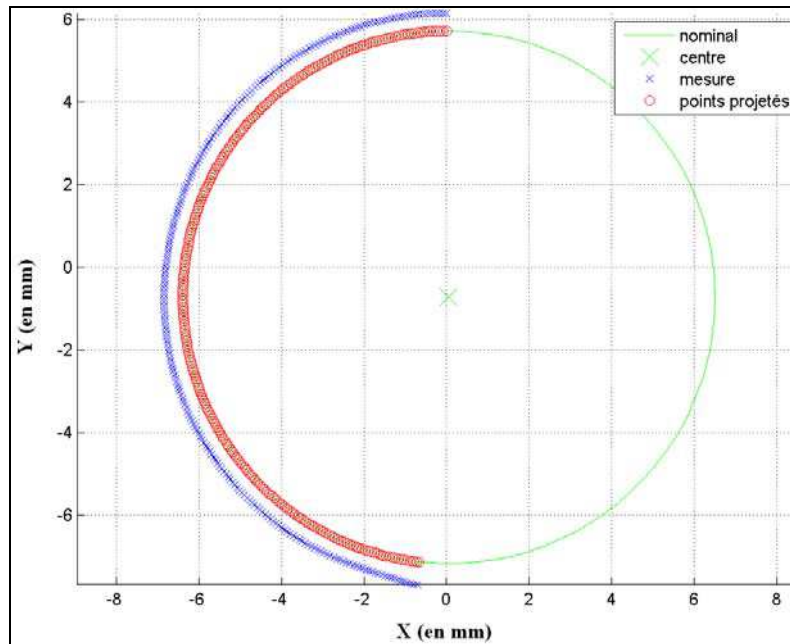


Figure 69. Nuage de points mesurés et projetés sur l'élément géométrique nominal pour le P-FLEX.

D'ores et déjà, on peut visuellement remarquer un défaut sur la bague à partir de la Figure 69. L'augmentation de l'écart entre les points mesurés et les points projetés sur la partie inférieure de la bague, c'est-à-dire au niveau de l'entrefer, provient d'un problème de mise en forme survenant à la fermeture de la bague par le poinçon inférieur. La Figure 70 représente la géométrie déformée du flan à deux instants de la mise en forme :

- à l'amorce du chargement du flan par le poinçon inférieur,
- à la fin de la course du poinçon inférieur.

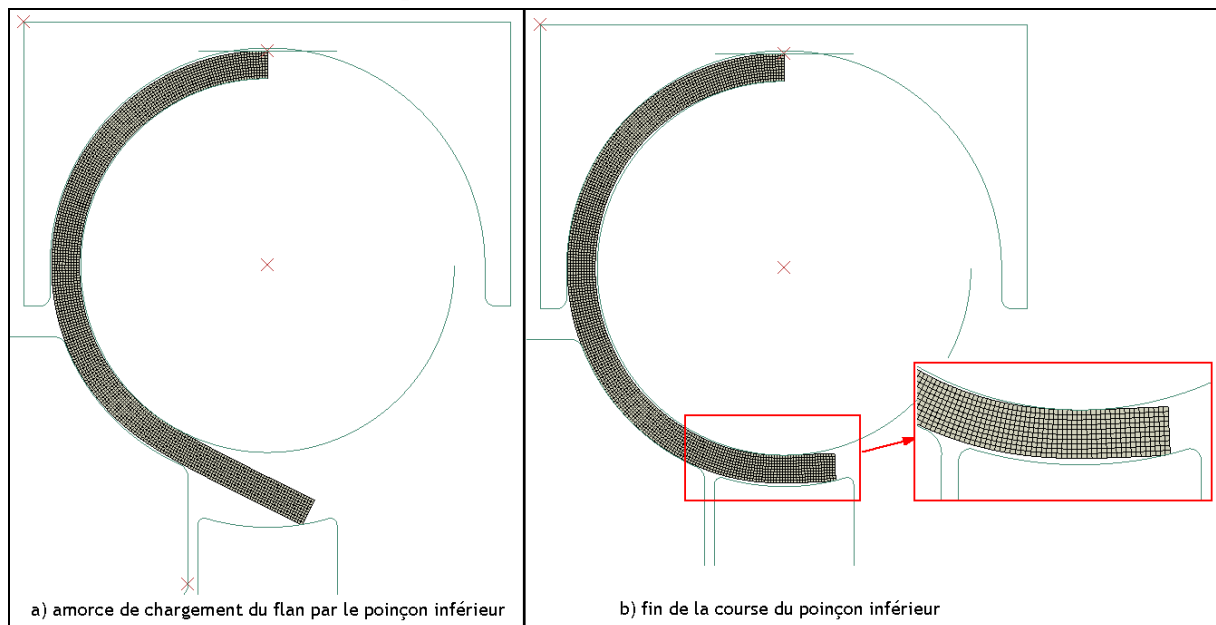


Figure 70. Déformées du flan en P-FLEX à deux instants de la mise en forme : a) au début de la fermeture par le poinçon inférieur ; b) à la fin de la course du poinçon inférieur.

Le chargement du flan par le poinçon inférieur est ponctuel au nœud de l'arête de l'entrefer. On remarque sur la Figure 70 b) que l'extrémité libre du flan (dans la partie

zoomée) n'est pas en contact avec l'enclume sur sa surface intérieure. Le rayon de pliage de cette section est bien plus grand que le rayon imposé par l'enclume donc son ouverture locale après retour élastique est beaucoup plus importante que sur le reste de la bague, ce qui explique les écarts de la Figure 69. Ce problème est connu du service qualité qui mesure le diamètre extérieur au niveau de l'entrefer pour avoir le diamètre maximum de la bague. La fermeture de la bague par le poinçon inférieur est donc une source de défauts de la surface de la bague après retour élastique.

Le vecteur des écarts résiduels doit être décomposé dans une base modale. Le but de cette section étant uniquement une comparaison de deux nuages de points et non l'analyse du procédé de mise en forme par l'exploitation des défauts de forme, n'importe quelle base modale est utilisable pour la décomposition. De ce fait, au lieu de calculer la base modale de l'arc de cercle décrit par le nuage de point, nous avons préféré décomposer le vecteur des écarts résiduels dans une base modale existante et issue des travaux d'Hugues Favrelière qui est celle d'un segment de droite. Ce segment de droite a pour longueur la longueur développée de l'arc de cercle.

Le résultat principal de cette décomposition est le spectre modal qui permet d'identifier les modes prépondérants de chaque géométrie à partir de leur classement par coordonnées modales décroissantes.

2.3.1 Confrontation des résultats pour le C67S

La Figure 71 représente le spectre modal obtenu pour la mesure et la simulation des bagues anti-fluage en C67S. Les coordonnées modales des 30 premiers modes sont présentées. A partir de ce graphique, les modes prépondérants sont illustrés sur la Figure 72, où l'axe des abscisses sur chaque graphe de mode représente la longueur du segment de droite.

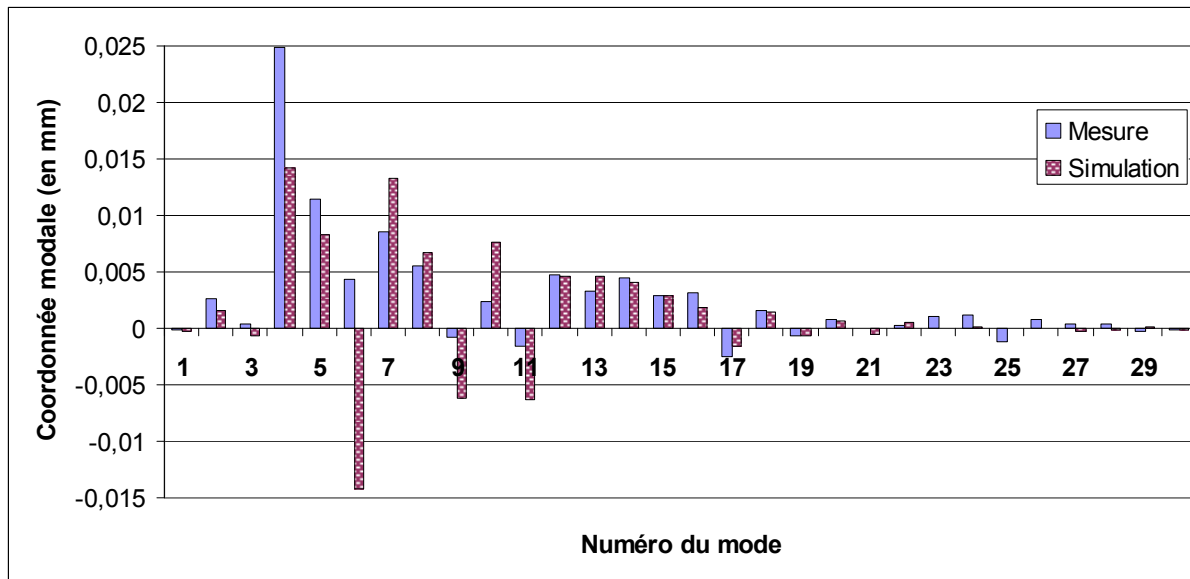


Figure 71. Coordonnées modales des bagues réelle et simulée en C67S.

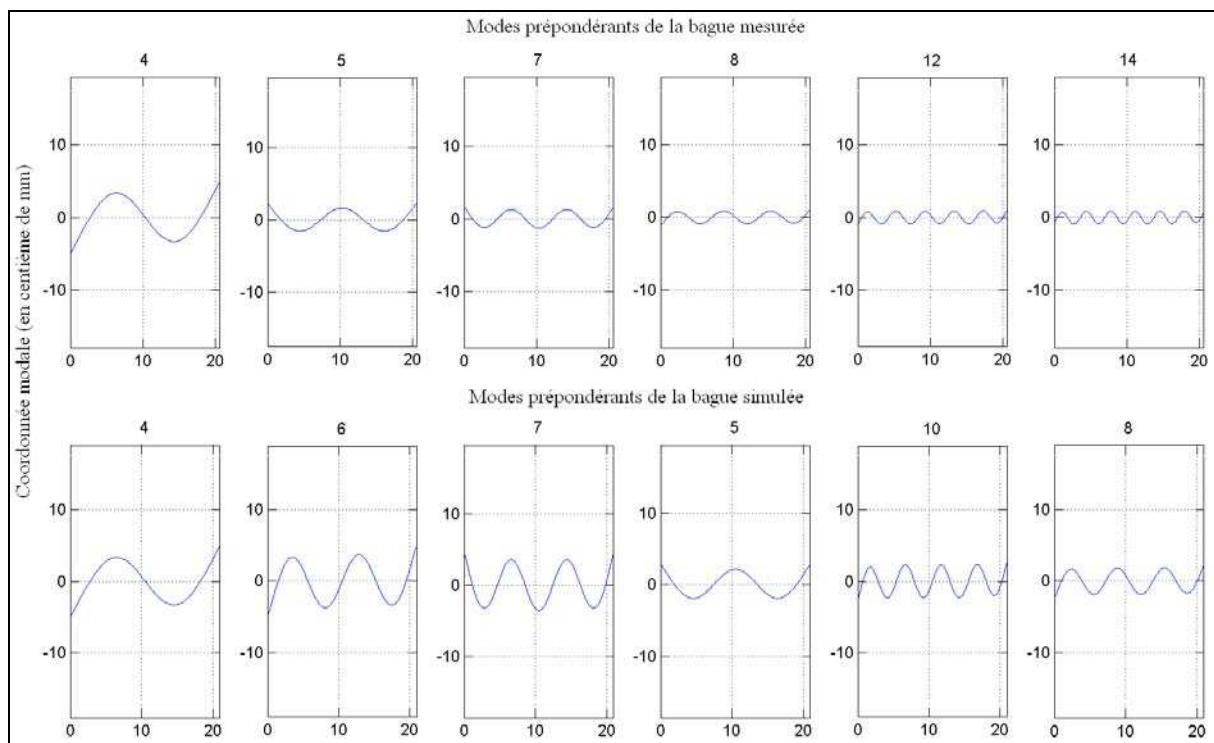


Figure 72. Modes prépondérants des bagues réelle et simulée en C67S.

Ces deux figures conduisent à plusieurs remarques :

- l'amplitude des modes est globalement très faible,
- les coordonnées modales de la mesure et de la simulation sont de même signe sauf pour les modes 3 et 6,
- parmi les modes communs, certains sont lissés par la simulation (modes 4 et 5), d'autres sont amplifiés (modes 7 et 8).

D'un point de vue qualitatif, les différents modes identifiés sur les bagues réelles sont reproduits par la simulation mais leur amplitude n'est pas retrouvée.

2.3.2 Confrontation des résultats pour le P-FLEX

De même que pour le C67S, la Figure 73 représente le spectre modal obtenu pour la mesure et la simulation des bagues anti-fluage en P-FLEX. Les modes prépondérants sont illustrés sur la Figure 74.

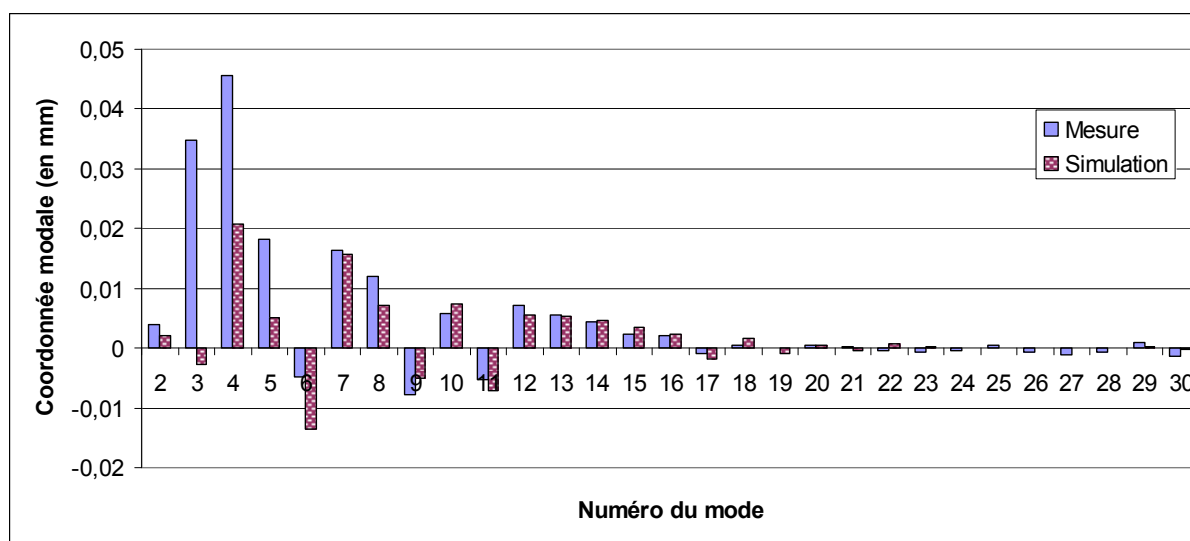


Figure 73. Coordonnées modales des bagues réelle et simulée en P-FLEX.

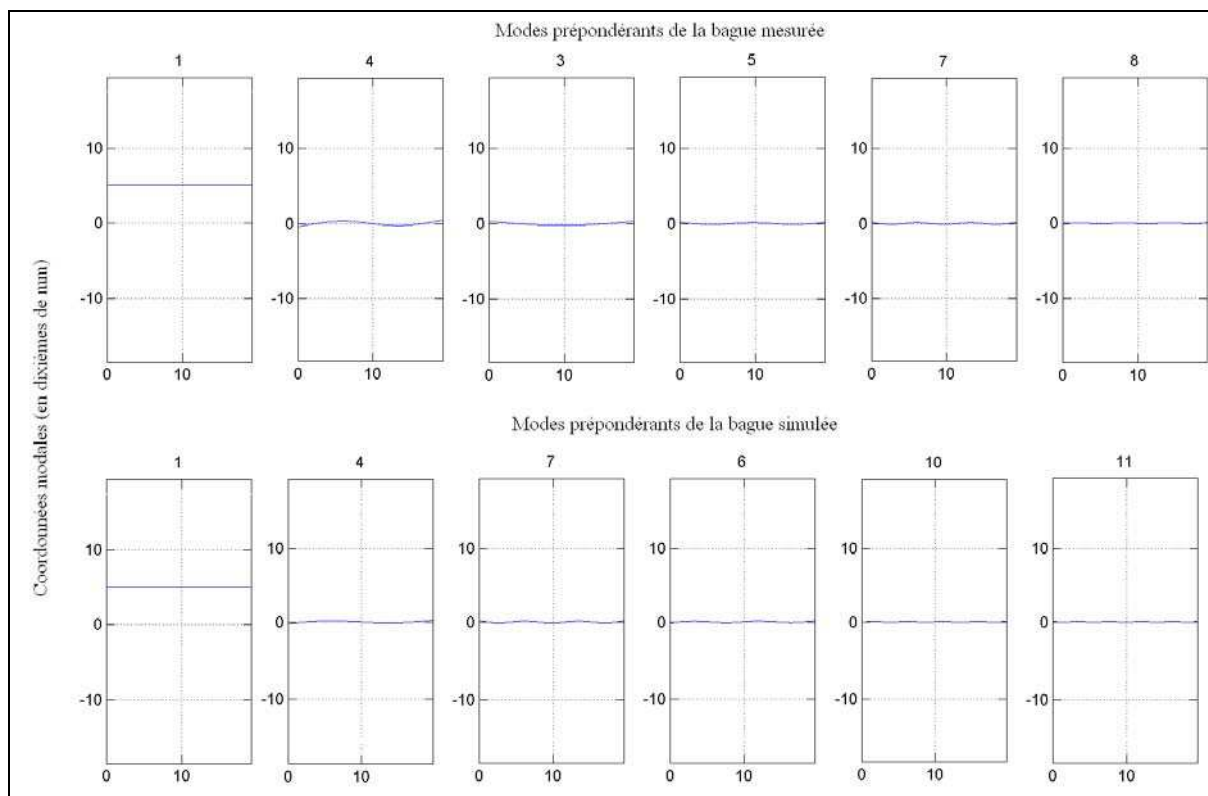


Figure 74. Modes prépondérants des bagues réelle et simulée en P-FLEX.

Le mode 1, qui correspond au mode d'ouverture, est prépondérant par rapport aux autres modes donc n'est pas représenté graphiquement sur le spectre modal. Les modes 2 à 20 de la Figure 73 montrent que globalement, l'amplitude des modes est plus importante pour le P-FLEX que pour le C67S. Comme pour la bague en C67S, les modes identifiés sur les bagues réelles sont reproduits de manière qualitative par la simulation numérique mais leur amplitude n'est pas retrouvée.

Une discussion sur les origines possibles des écarts entre les défauts de forme simulés et mesurés est menée à la fin de ce chapitre. Dans la prochaine partie, les résultats du modèle numérique complet tridimensionnel sont exploités afin de voir si ce modèle effectue une prédiction plus précise des diamètres et des défauts de forme.

3 Résultats du modèle 3D

Précédemment, nous avons montré que 8 éléments dans l'épaisseur étaient suffisants pour obtenir une prédiction correcte du retour élastique pour le modèle 2D. Des travaux antérieurs effectués au laboratoire SYMME [Incandela 06] ont montré que 6 éléments dans l'épaisseur pour un modèle 3D donnaient également satisfaction. Ce nombre a également été utilisé pour la simulation du cas de cintrage par enroulement sous tension [Li 02]. Les temps de calcul étant fortement dépendants du nombre d'éléments, nous avons décidé de modéliser l'épaisseur avec 6 éléments C3D8R. Le maillage est constitué de 72 564 éléments dont les rapports entre les différentes dimensions (longueur, largeur et hauteur) valent 1. Les simulations en 3D découpent les calculs en deux temps avec l'emploi de la méthode de résolution explicite pour la simulation de la mise en forme et implicite pour le retour élastique. Seuls les résultats pour la bague en C67S sont présentés. Le Tableau 22 résume les données d'entrées du modèle tridimensionnel.

Tableau 22. Données d'entrée du modèle 3D.

Nombre d'éléments dans l'épaisseur	6
Matériau	C67S
Modèle de comportement du matériau	Ecrouissage isotrope Critère de Hill 48 Courbes de référence pour 4 vitesses de déformation
Méthode de résolution	Explicite puis implicite
Coefficient de frottement	0,15
Facteur de mass scaling	1 - 5 - 20 - 100 - 10000

3.1 Influence de l'augmentation de la masse volumique

On rappelle que l'inconvénient majeur des simulations en 3D est leur importante durée de calcul. Tous les calculs ont été lancés sur le cluster de l'entreprise A.Raymond (Intel Xeon Quad-core cadencés à 3 GHz avec 16 Go de RAM) avec une parallélisation sur 8 processeurs, ce qui bloque 12 licences Abaqus.

Pour obtenir un temps de calcul plus court, il faut augmenter l'incrément de temps du schéma de résolution en différences finies. Celui-ci est égal au rapport de la longueur de l'élément notée L par la vitesse de l'onde élastique notée c :

$$\Delta t = \frac{L}{c}, \quad (67)$$

où :

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \quad (68)$$

lorsque le coefficient de Poisson est nul et où ρ est la masse volumique du matériau.

A partir des équations (67) et (68), deux solutions s'imposent pour augmenter l'incrément de temps :

- soit augmenter la taille du maillage,
- soit augmenter la masse volumique du matériau.

La première solution n'est pas la meilleure car la modélisation de la géométrie du flan par un maillage grossier entraîne des erreurs dans la reproduction de la distribution des contraintes au cours de la mise en forme. La seconde solution est celle envisagée. Deux possibilités de mise en œuvre de cette solution existent :

- soit multiplier dans la définition du modèle de comportement du matériau la masse volumique par un facteur,
- soit utiliser l'option programmée dans Abaqus et désignée dans le logiciel par mass scaling.

L'option de mass scaling propose de définir soit directement l'incrément de temps soit un facteur multiplicatif appliqué à la masse volumique qui a pour conséquence de multiplier l'incrément de temps de calcul par une valeur égale à la racine carrée du facteur.

L'évolution des énergies interne et cinétique pour des modèles dont le facteur de mass scaling vaut 1, 5, 20 et 100 est donnée Figure 75.

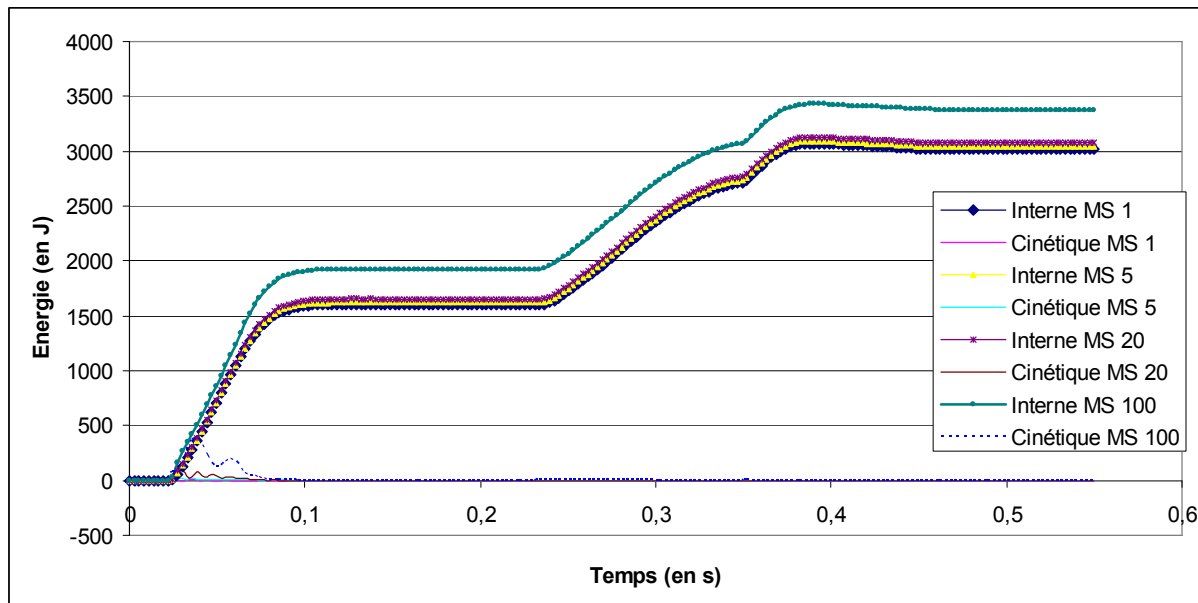


Figure 75. Evolution des énergies cinétiques et internes en fonction du temps pour différents facteurs de mass scaling (MS).

La simulation sans recours à l'option de mass scaling conduit à une énergie cinétique globalement faible par rapport à l'énergie interne du système, sauf lors du contact du flan avec le poinçon supérieur où un pic d'énergie cinétique apparaît. Ce pic traduit le transfert d'énergie lors du contact entre le poinçon qui possède une énergie cinétique non-nulle au moment du contact alors que l'énergie cinétique du flan est nulle. Le pliage de la bague anti-fluage est donc un procédé quasi-statique. En augmentant le facteur de mass scaling, il faut s'assurer que la solution reste dans le régime quasi-statique. Pour ce faire, il suffit de vérifier que l'énergie cinétique stockée dans la variable de sortie ALLKE ne dépasse pas 5 % de l'énergie interne ALLIE. Lorsque l'énergie cinétique est trop importante, la tôle présente des ondulations dues à la propagation d'ondes élastiques comme illustré par la Figure 76 qui montre le profil de la tôle lors du contact avec le poinçon supérieur pour des facteurs de mass scaling valant 1, 20 et 10 000.

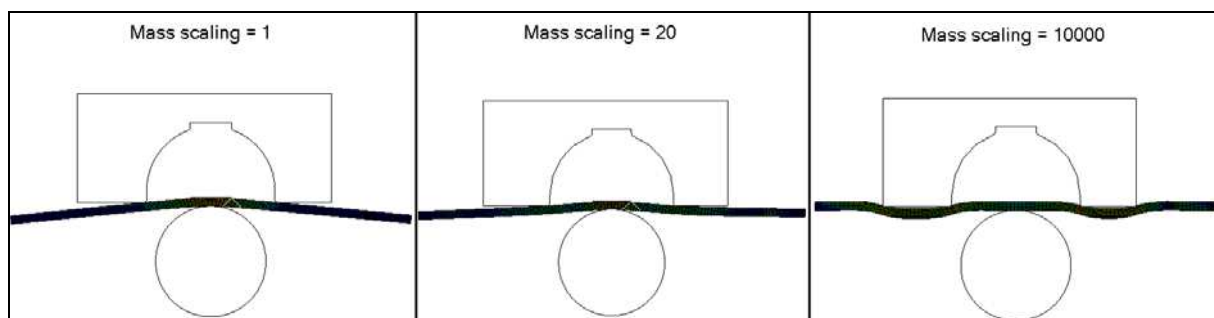


Figure 76. Comparaison des profils de la tôle lors du contact avec le poinçon supérieur pour différentes valeurs de mass scaling.

Les ondulations apparaissent faiblement pour la simulation avec un facteur de mass scaling égal à 20 et sont vraiment trop importantes lorsque le facteur de mass scaling vaut 10 000, ce qui conduit à des résultats faux.

La Figure 75 montre que l'énergie interne du système est peu variable pour les trois premiers facteurs et elle est plus importante pour le facteur de 100. D'un point de vue énergétique, le facteur de mass scaling de 100 est trop élevé. Le facteur de mass scaling optimal se situe donc entre 20 et 100.

A la fin de la seconde simulation de retour élastique, les coordonnées des points de la surface extérieure de la bague en différentes positions de sa demi-hauteur modélisée sont relevées et les diamètres moyens sont calculés par la méthode des moindres carrés. La Figure 77 permet la comparaison entre les diamètres moyens calculés à partir des données expérimentales et simulées pour trois valeurs du facteur de mass scaling : 1, 5 et 20.

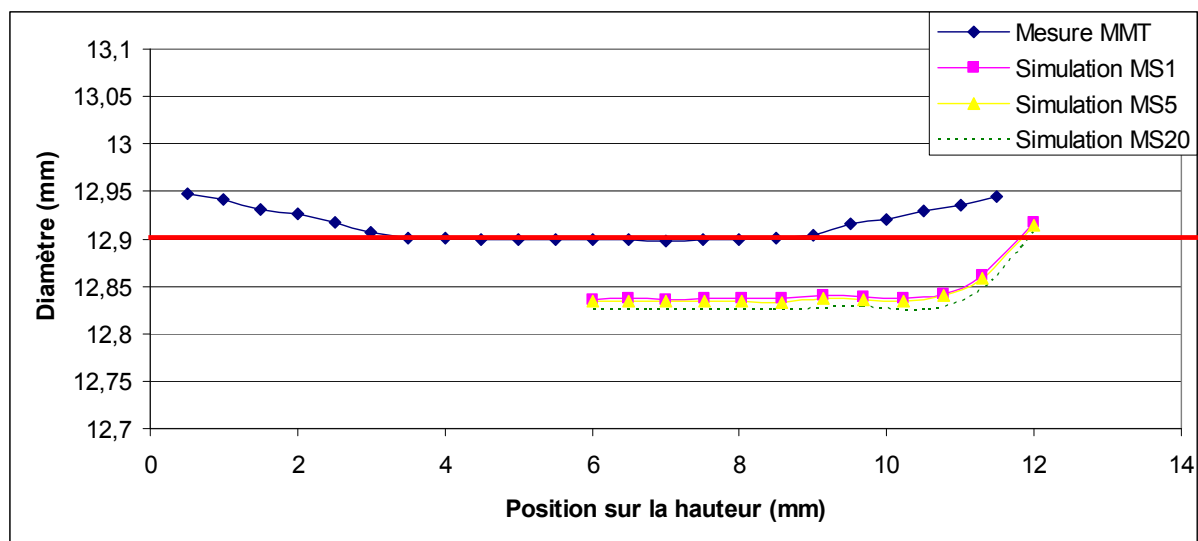


Figure 77. Diamètres moyens des bagues mesurée et simulées pour différents valeurs de mass scaling (MS).

La simulation prévoit moins de retour élastique qu'en réalité. La simulation 3D prévoit également moins de retour élastique que la simulation en déformations planes puisqu'à la position à mi-hauteur ($z = -6$ mm), le diamètre moyen vaut environ 12,84 mm alors que la simulation 2D prévoit un diamètre égal à 12,88 mm. La principale cause de cet écart vient de la présence de la flexion anticlastique reproduite dans la simulation. Cependant, cette flexion anticlastique est mal décrite quantitativement car on constate que la courbure prédite par la simulation est moins diffuse qu'en réalité et donc plus précipitée vers les bords de la tôle. De plus, il y a également un écart sur l'amplitude de cette courbure puisqu'elle vaut 0,045 mm sur la bague réelle et 0,08 mm sur la bague simulée. Enfin, lorsque le facteur de mass scaling augmente, le retour élastique diminue. La courbure anticlastique étant recensée parmi les défauts de forme de la bague, les causes des écarts entre les résultats de la simulation et l'expérience visibles sur la Figure 77 sont discutées à la fin de ce chapitre.

Malgré l'écart sur les résultats, le gain en temps de simulation par l'emploi du mass scaling est intéressant. Le Tableau 23 résume les différentes durées de calcul.

Tableau 23. Durées de calcul des simulations 3D selon la valeur du facteur de mass scaling.

	Temps de calcul
Mass scaling 1	52h30
Mass scaling 5	23h30
Mass scaling 20	11h40

3.2 Décomposition modale discrète

L'élément de référence nominal auquel les bagues simulées vont être comparées par la méthode de décomposition modale discrète est un cylindre. Le diamètre du cylindre associé vaut 12,84 mm. Les écarts résiduels sont décomposés dans la base modale générique d'un cylindre. La Figure 78 présente les spectres modaux des bagues mesurée et simulée limités aux 50 premiers modes pour plus de lisibilité des résultats. De plus, le mode 1 d'ouverture est retiré car la comparaison de l'ouverture des bagues a été réalisée dans le paragraphe précédent. La Figure 79 donne les modes prépondérants de la bague simulée.

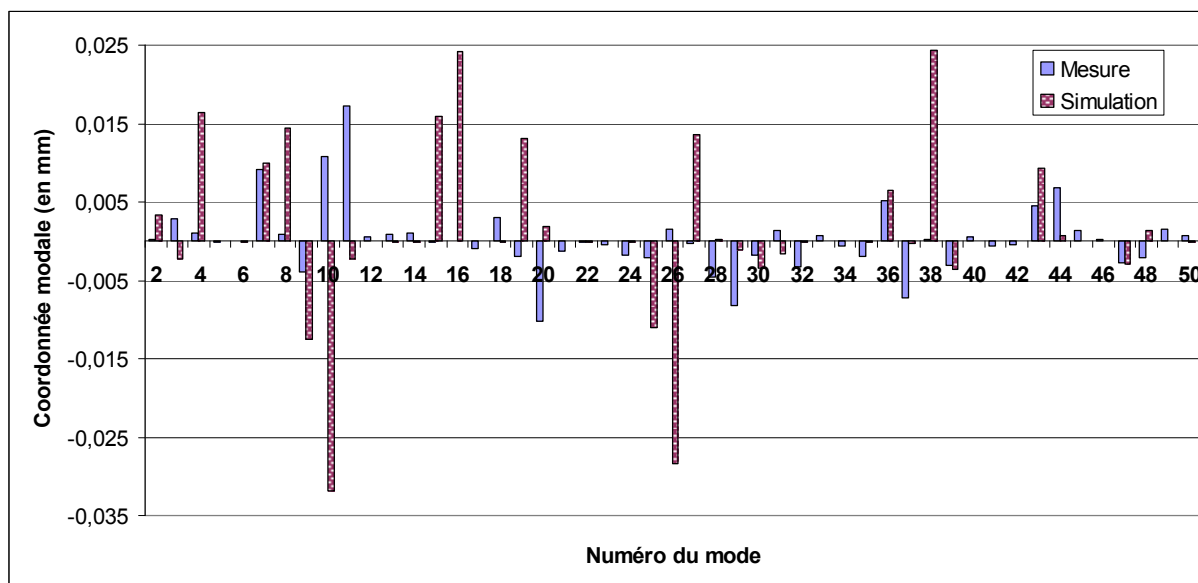


Figure 78. Spectres modaux des bagues mesurée et simulée.

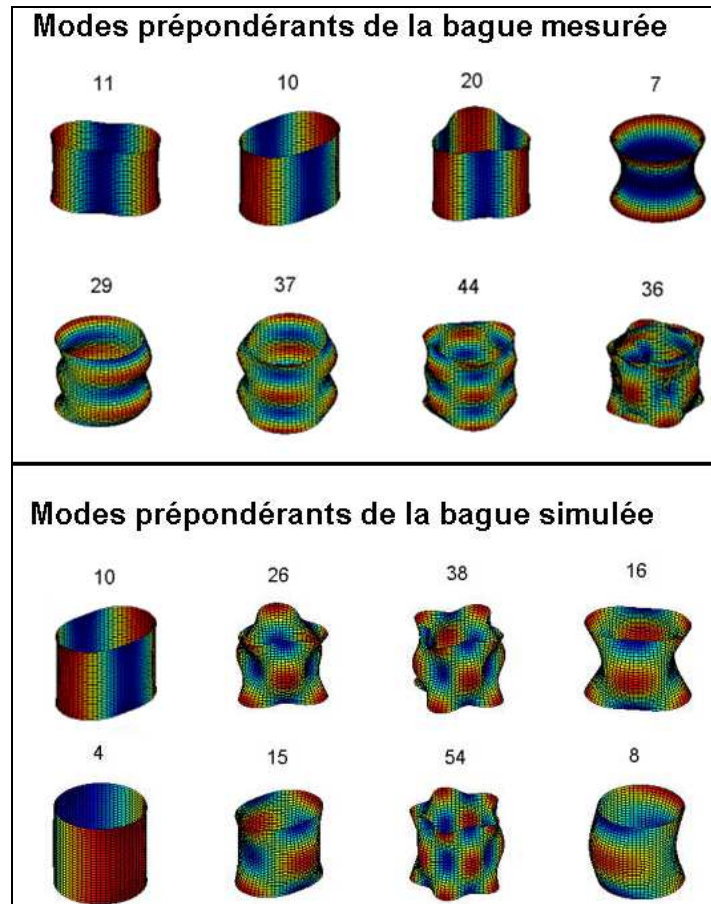


Figure 79. Modes prépondérants de la bague mesurée et simulée.

On constate que les amplitudes des modes de la bague simulée sont plus importantes que celles de la bague mesurée. Comme la simulation 2D, la simulation 3D prévoit également certains défauts de forme avec une contribution de signe opposé par rapport à la réalité. L'écart entre la simulation 3D et l'expérience est beaucoup plus important que celui entre la simulation 2D et l'expérience. En effet, l'écart maximal en valeur absolue sur les coordonnées modales entre la simulation 3D et l'expérience atteint 0,042 mm alors que celui entre la simulation 2D et l'expérience vaut 0,018 mm. Parmi les modes dont l'écart des coordonnées modales est faible entre la simulation 3D et la réalité, on retrouve le mode 7 de courbure anticlastique. La technique de décomposition modale discrète prévoit moins d'écart sur ce mode entre la simulation et la réalité que ce que nous avons défini dans le paragraphe précédent. Ceci vient du fait qu'en utilisant les diamètres moyens comme dans le paragraphe précédent, nous ne pouvons calculer la contribution seule du mode de courbure anticlastique. Ce que nous mesurons avec cette technique correspondrait plus aux contributions ajoutées des modes 7, 20, 26, 29, 36, 38, 44 et 54 pour ne citer que ceux qui sont illustrés par la Figure 79.

L'analyse de ces résultats conduit à une réflexion, menée au paragraphe suivant, sur les phénomènes et données non pris en compte dans la modélisation du procédé de pliage et ayant une influence sur les défauts de forme.

4 Discussion sur les origines possibles des écarts entre les défauts de forme mesurés et simulés

Les causes des écarts entre les défauts de forme simulés et mesurés sont multiples. Ces écarts peuvent être dus :

- aux étapes antérieures au pliage,
- à la géométrie,
- à la modélisation du comportement du matériau,
- aux conditions aux limites,
- aux paramètres numériques.

Notre étude s'est focalisée sur la simulation numérique de l'opération de pliage. Dans notre modèle, le flan est vierge de toutes contraintes à l'état initial alors que l'histoire du matériau est d'ores et déjà complexe avant d'arriver au poste de pliage, comme il a clairement été décrit par le synoptique de la Figure 6. En amont, l'opération de bobinage crée des contraintes initiales dans le flan qui dépendent de sa position dans la bobine. Puis, l'opération de redressage est susceptible d'engendrer des défauts de forme au flan puisque cette opération induit des contraintes résiduelles.

La géométrie du flan modélisée est parfaite or l'opération de redressage et les tolérances dimensionnelles de la matière première à la livraison sont des sources de défauts de forme des pièces. Il en est de même pour la géométrie de l'outillage, qui est modélisée par des rayons parfaits alors qu'en réalité, elle présente des défauts de forme dus à l'usinage et à l'usure. Pour vérifier cette hypothèse et quantifier les écarts avec les géométries modélisées, il faudrait mesurer les défauts de forme d'un flan après découpe ainsi que ceux des poinçons, en utilisant la MMT avec palpeur et la technique de Décomposition Modale Discrète. Il serait ensuite possible de prendre en compte les géométries réelles du flan et des outillages dans le modèle numérique et quantifier le gain en précision sur les défauts de forme simulés. Enfin, il resterait également à vérifier que la modélisation des outillages par des solides analytiques rigides est correcte. En effet, une des hypothèses recensées est que les outillages peuvent subir une déformation élastique au cours du pliage. Une simulation avec des outillages définis comme déformables et affectés d'un modèle de comportement du matériau purement élastique permettrait de conforter ou d'infirmer cette hypothèse.

Concernant la modélisation du matériau, nous avons fait le choix d'identifier un écrouissage isotrope. Dans le cas de la mise en forme de la bague anti-fluage, cette modélisation est valable puisque il n'y a pas plusieurs passes de pliages. Si c'était le cas, le choix de l'écrouissage isotrope au lieu de l'écrouissage cinématique conduirait à des erreurs sur la prédiction du retour élastique global ainsi que des coordonnées modales.

Au niveau des conditions aux limites, il y a également des incertitudes qui peuvent avoir une influence sur ce type de résultats. Il existe un jeu angulaire lors du montage des

coulisses qui n'est pas modélisé car il doit être faible et difficilement mesurable. Par ailleurs, même si la cinématique est correctement décrite d'après le diagramme de cames théorique, on ne peut être certain qu'elle corresponde aux réglages de la presse le jour de la production des pièces. Il en est de même pour la longueur du flan de par le réglage du pas d'avancement de la bande à chaque production. Enfin, l'enclume est montée en porte-à-faux, ce qui signifie que lors de la mise en forme par le poinçon supérieur, elle subit une déflexion qui n'est pas prise en compte dans le modèle numérique car un encastrement est défini.

Outre les incertitudes sur les données d'entrée réelles du modèle, il faut également recenser les paramètres numériques pouvant être affinés. Pour les deux types de modèles (2D et 3D), il faudrait voir si une précision est apportée par un plus grand nombre d'éléments dans l'épaisseur. Cependant, pour le modèle en 3D, cela conduit dans l'état actuel des performances des ordinateurs à des temps de calcul trop longs pour une application dans un cadre industriel.

Cette réflexion a abouti à de nombreuses pistes d'amélioration du modèle dans le but d'affiner sa prédiction des défauts de forme. Toutefois, elle montre également que la plupart des données d'entrée influentes ne sont pas répétables sur une même production ou entre deux productions.

5 Conclusion

La dépendance d'une opération industrielle à de nombreux paramètres nécessite de définir avec un soin tout particulier les paramètres de chaque étape de la modélisation. Deux types de modèles numériques sont proposés. Le premier est construit dans le cadre d'une hypothèse de déformations planes et le second est un modèle tridimensionnel. Mis à part les géométries et le maillage, les conditions aux limites sont identiques. Une attention particulière a été apportée à la modélisation de la cinématique des poinçons pour reproduire le plus fidèlement possible le diagramme de cames en identifiant les paramètres d'un modèle d'amplitude de degré 5 de type smooth step. Des conditions de symétrie sont prises en compte pour réduire la taille du problème. Le chargement du serre-flan n'est pas modélisé, un encastrement est défini.

Cette définition du modèle conduit avec un jeu de paramètres initiaux à l'obtention d'une géométrie de pièce conforme à celle de la pièce industrielle, quel que soit le modèle employé.

Une analyse de sensibilité du modèle en déformations planes portant sur différents paramètres clés a montré l'importance du nombre d'éléments dans l'épaisseur pour être à même de décrire correctement le comportement mécanique de la tôle en pliage. De même, cette étude a mis en exergue la sensibilité du retour élastique prédit aux paramètres du modèle

de comportement du matériau ainsi qu'aux paramètres réels tels que les jeux dans l'outillage et le rayon des poinçons. Par contre, la valeur du coefficient de frottement ainsi que la méthode de résolution du problème n'ont pas d'influence sur le diamètre après retour élastique.

Quand on détermine les écarts de forme par la méthode de décomposition modale discrète, on met en évidence des écarts entre la simulation et l'expérience qui proviennent du décalage entre les paramètres d'entrée de la simulation correspondant à des cas de figure idéaux et la réalité. Pour atteindre un degré de précision supplémentaire, il faudrait tenir compte plus finement de la réalité comme par exemple en modélisant les déformations des outillages. Actuellement, il est possible d'affiner le modèle sur quelques données d'entrée mais les incertitudes et la non-répétabilité des autres données constituent un frein à la simulation plus précise des opérations. Toutes les causes des écarts entre la simulation et l'expérience sont résumées sur le diagramme d'Ishikawa de la Figure 80.

Etant donné que les modèles construits permettent de prédire un diamètre avec une précision correcte par rapport à la tolérance au plan, une étape d'optimisation des outillages par la simulation numérique est envisagée pour la bague avec le matériau P-FLEX. Le modèle choisi pour réaliser l'optimisation est celui en déformations planes avec 10 éléments dans l'épaisseur et employant successivement les méthodes de résolution explicite et implicite.

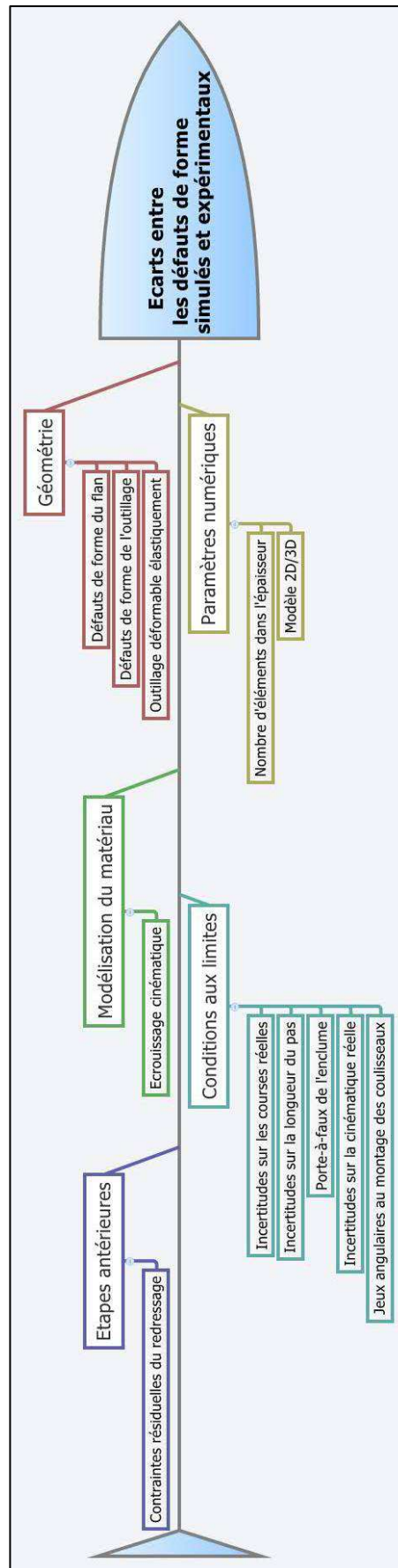


Figure 80. Diagramme d'Ishikawa des origines possibles des écarts entre les défauts de forme simulés et réels.

Chapitre 5 Optimisation de l'outillage

D'un point de vue mathématique, un problème d'optimisation s'écrit : étant donnée une fonction, dite objectif, $f: A \rightarrow \mathbb{R}$, où A est un sous-ensemble de \mathbb{R} , il existe x_0 appartenant à A tel que pour tout x de A , $f(x_0) \leq f(x)$ (minimisation), ou $f(x_0) \geq f(x)$ (maximisation). En pratique, on peut également rechercher une valeur cible de la fonction f , notée y_0 , ce qui revient à minimiser une fonction $g: A \rightarrow \mathbb{R}$ définie par $g(x) = f(x) - y_0$.

Pour un procédé de pliage, l'optimisation revêt plusieurs aspects :

- minimiser l'effort de pliage,
- minimiser le retour élastique,
- maximiser la cadence,
- rechercher une géométrie de pièce cible.

Dans cette étude, nous nous sommes focalisés sur ce dernier point. Les autres points peuvent faire l'objet de perspectives à cette thèse. L'objectif est donc de définir la géométrie des outillages pour obtenir les dimensions de la pièce cible, en couplant des méthodes d'optimisation à l'outil de simulation numérique. Deux méthodes de résolution du problème d'optimisation sont utilisées :

- la compensation du retour élastique,
- les plans d'expériences.

La méthode de compensation du retour élastique consiste, comme son nom l'indique, à modifier la géométrie de l'outillage en lui appliquant l'opposé du retour élastique. Les plans d'expériences sont employés pour établir la meilleure stratégie d'essais pour identifier les coefficients de la fonction f en apportant la meilleure précision et en évitant les essais inutiles.

Dans un premier temps, une étude bibliographique sur ces deux méthodes est présentée. Elle décrit leurs principes ainsi que les résultats de leur application à des cas de pliage.

Puis, nous exposons la démarche d'optimisation par plans d'expériences appliquée à un cas simple de pliage en V. Un plan d'expériences composite centré à trois facteurs et deux niveaux est construit. L'outillage initial est le même que celui utilisé pour la flexion en l'air décrite au chapitre 2. Les facteurs variables sont le diamètre de la pige, l'angle du V de la matrice et la valeur de l'estampage. La pièce cible est représentée par son angle d'ouverture après retour élastique. La mise en données des simulations du plan est générée par un script Python. Les résultats du plan sont analysés grâce au logiciel Ellipse développé par Maurice Pillot, Professeur de l'Université de Savoie.

Enfin, nous décrivons l'optimisation de l'outillage pour le cas de la bague anti-fluage. Cette optimisation est réalisée en deux temps. Tout d'abord, les diamètres des outillages sont modifiés en employant la méthode de compensation du retour élastique pour obtenir le diamètre extérieur nominal qui vaut 12,9 mm. La boucle d'optimisation est constituée de scripts Python qui assurent la mise en données et la récupération des résultats d'Abaqus. Dans un second temps, un plan d'expériences est mis en place pour déterminer la forme des outillages en vue de minimiser les défauts de forme de la bague.

1 Etat de l'art des méthodes employées

Le principe de la méthode de compensation du retour élastique est de déplacer les nœuds de la surface des outillages dans la direction opposée au retour élastique. Les deux méthodes de la littérature ayant retenu notre attention sont décrites ainsi que la comparaison de leurs performances.

Puis, nous rappelons l'historique de la méthode des plans d'expériences ainsi que la méthode pour construire un plan d'expériences et enfin nous présentons les résultats de travaux de thèse obtenus suite à l'emploi de cette méthode sur des cas de pliage.

1.1 La compensation du retour élastique

La première méthode de compensation du retour élastique est celle de Karafillis et Boyce [Karafillis 96] qui est appelée springforward ou Force Descriptor Method. Une première simulation numérique de la conformation de la pièce par l'outillage qui a la forme de la pièce cible détermine la configuration initiale. Les efforts extérieurs ainsi que les moments en chaque nœud du flan déformé sont relevés à la fin de cette simulation. Le retour élastique du flan conformé n'est pas simulé. Dans un second temps, une simulation de déformation de la pièce cible par l'application sur chaque nœud des efforts et moments relevés dans l'étape précédente est réalisée. La déformée de la pièce cible est relevée et correspond à la forme à donner à l'outillage. Enfin, une simulation numérique complète de mise en forme (conformation puis retour élastique) est conduite avec l'outillage modifié. S'il existe un écart entre la pièce simulée et la pièce cible, alors on effectue une nouvelle itération de la boucle d'optimisation en utilisant comme donnée d'entrée la nouvelle forme de l'outillage.

La seconde méthode est définie par Gan et Wagoner [Gan 04] et est connue sous le nom de Displacement Adjustment Method. Cette méthode a été développée pour des cas de mise en forme en 2D puis elle a été validée pour des problèmes tridimensionnels. La première étape est la simulation numérique de la mise en forme complète d'un flan par un outillage qui a la forme de la pièce cible. La deuxième étape consiste à calculer après retour élastique l'erreur entre la pièce cible et la pièce simulée. L'opposé de cette erreur est ensuite appliqué à

l'outillage. La première étape est alors répétée avec l'outillage modifié. Cette boucle s'arrête lorsque l'écart est nul. La Figure 81 résume schématiquement ces deux méthodes.

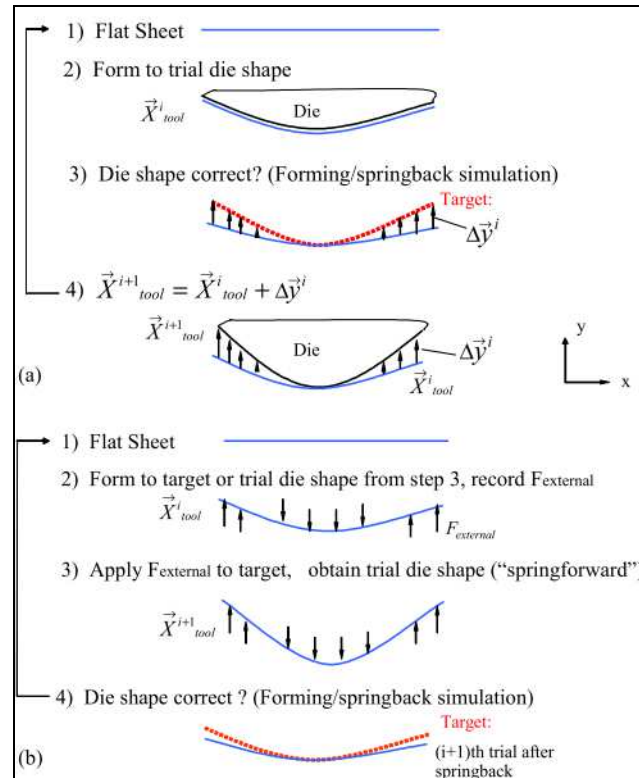


Figure 81. Principes des méthodes de Displacement Adjustment (a) et Force Descriptor (b) [Gan 04]

Gan et Wagoner [Gan 04] comparent la performance de cette méthode avec celle de Karafillis et Boyce sur plusieurs géométries. Ils en concluent que pour des géométries simples comme un arc de cercle, les deux méthodes atteignent une solution en trois itérations. Par contre, pour une géométrie 3D plus complexe, leur méthode permet d'atteindre la géométrie cible en quatre itérations alors que celle de Karafillis et Boyce n'apporte plus de modification à l'outillage qui n'est pas optimisé au bout de la 4^{ème} itération. Lingbeek *et al.* [Lingbeek 08] confirment la conclusion de Gan et Wagoner en comparant les résultats des deux méthodes appliquées à un modèle analytique de pliage.

1.2 Les plans d'expériences

1.2.1 Généralités sur les plans d'expériences

La méthode des plans d'expériences a été proposée la première fois par Ronald Aylmer Fisher (1890-1962) en Angleterre pendant les années 20 pour améliorer les rendements de l'agriculture [Fisher 25]. Le développement de nouvelles tables d'expériences s'est accéléré depuis les années 60 avec des travaux en lien avec le monde industriel aux Etats-Unis [Box 78]. L'utilisation des plans d'expériences par les entreprises pour l'amélioration de la qualité s'est accrue depuis les travaux de Taguchi [Taguchi 85].

Comme il est mentionné dans l'introduction, un plan d'expériences fournit une table d'essais à effectuer sur le système pour relier par une fonction mathématique de type polynômial les données d'entrées appelées facteurs, aux réponses de ce système. Au moyen d'une analyse statistique sur les résultats de la table d'essais, les effets de chaque facteur sur la réponse ainsi que les facteurs les plus influents sont déterminés. De plus, contrairement à une démarche expérimentale traditionnelle où chaque facteur est étudié de façon indépendante, le plan d'expériences permet d'étudier les phénomènes secondaires comme l'effet des interactions entre facteurs sur la réponse.

La méthode éprouvée [Pillet 97] pour construire efficacement un plan d'expériences est décrite dans ce paragraphe. Il faut d'abord définir un ou des objectifs et un ou des moyens. Les objectifs sont ceux de l'optimisation (minimisation, maximisation ou recherche d'une valeur). Les moyens représentent les moyens de mesure à disposition pour évaluer les réponses, qui soient à la fois répétitifs et reproductifs. Il faut ensuite définir le domaine expérimental en commençant par recenser les différents facteurs, les classer suivant le diagramme classique d'Ishikawa (cf AMDEC au chapitre 1) et décider quels sont ceux qui a priori ont un effet significatif sur la réponse. L'expérimentateur définit alors le nombre de niveaux qu'il veut étudier ainsi que les valeurs des facteurs pour chaque niveau. Il est courant d'employer la notation de Yates pour définir les niveaux des facteurs. Ainsi, le niveau bas d'un facteur est noté -1 et le niveau haut 1. Cela revient à utiliser des variables centrées réduites. L'étape suivante est la détermination du plan d'expériences adéquat qui fournit la table d'essais à réaliser.

Les plans d'expériences les plus simples sont les plans factoriels complets. La stratégie consiste à tester toutes les combinaisons possibles, ce qui signifie que pour k facteurs à n niveaux, il faut réaliser n^k essais. Pour analyser les résultats du plan, on peut identifier un modèle de surface de réponse qui permet de quantifier la variation d'une réponse d'un système à l'évolution de ces facteurs. Le modèle de surface de réponse est une approximation du modèle de la réponse mesurée qui est généralement un polynôme du 1^{er} ou du 2nd ordre.

Le modèle du 2nd ordre de la réponse mesurée s'écrit :

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^{k-1} \left(\sum_{j=i+1}^k \beta_{ij} x_i x_j \right), \quad (69)$$

où y est la réponse mesurée du système, les x_i sont les facteurs et les β_i et β_{ii} sont les coefficients du modèle.

Posons \hat{Y} le vecteur des réponses estimées et $\hat{\beta}$ le vecteur des coefficients du modèle de surface de réponse. On a alors le système matriciel suivant :

$$Y = X \cdot \hat{\beta} + \varepsilon = \hat{Y} + \varepsilon, \quad (70)$$

où X est une extension de la matrice des essais et ε le vecteur des résidus.

La résolution de ce système par la méthode des moindres carrés conduit à :

$$\hat{\beta} = ({}^t X X)^{-1} \cdot ({}^t X) \cdot Y, \quad (71)$$

où la matrice $(XX)^{-1}$ est appelée matrice de dispersion.

On trace ensuite la surface des réponses estimées en fonction des facteurs étudiés. Il faut un minimum de trois niveaux par facteurs pour décrire une courbure de la surface de réponse et donc un modèle de surface de réponse quadratique, ce qui peut conduire à un nombre important d'essais lorsque le nombre de facteurs k augmente.

Des plans ont été spécialement conçus pour améliorer la description de la courbure de la surface de réponses avec moins d'essais que le plan complet. Les plus connus sont le plan composite centré, ou plan de Box-Wilson, et le plan de Box-Behnken, présentés sur la Figure 82 dans le cas où on souhaite étudier l'influence de trois facteurs sur la réponse.

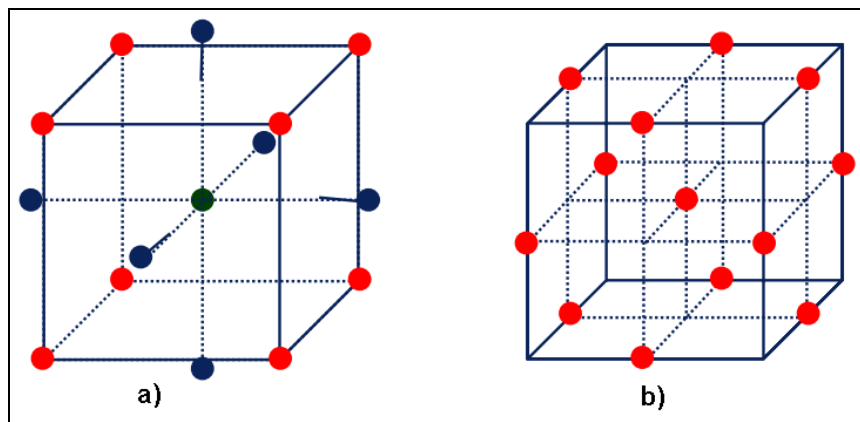


Figure 82. a) Plan composite centré pour 3 facteurs et b) Plan de Box-Behnken pour 3 facteurs

Le plan composite centré (Figure 82) permet de tester cinq niveaux par facteur et est constitué de trois blocs :

- un plan factoriel complet 2^k ,
- n_0 points au centre du domaine,
- des points hors axes, à une distance α du centre.

Le plan de Box-Behnken (Figure 82 b)) est une fraction d'un plan factoriel complet 3^k qui évite les sommets du cube représentant le domaine expérimental.

Le plan composite centré est choisi pour traiter l'optimisation du procédé de pliage car il a l'avantage de mieux décrire les réponses extrêmes que le plan de Box-Behnken, de par les essais hors axes.

En appliquant la notation de Yates, les niveaux du plan complet sont notés -1 et 1, les points au centre sont notés 0 et les niveaux des points hors axes $-\alpha$ et α .

Une meilleure modélisation est obtenue si le plan possède des propriétés d'isovariance par rotation ou de pseudo-orthogonalité. Ces propriétés sont conditionnées par le choix de la

valeur de α et du nombre de répétitions au centre n_0 . L'isovariance par rotation implique que la variance des solutions prédites ne dépend que de la distance au centre du domaine expérimental et non de la direction. Elle intervient quand :

$$\alpha = \sqrt[4]{2^k} . \quad (72)$$

Si cette condition est remplie, une propriété de variance uniforme peut être ajoutée sous la condition suivante sur n_0 :

$$n_0 = \frac{(k+3) + \sqrt{9k^2 + 14k - 7}}{4(k+2)} \left(\sqrt{2^k} + 2 \right)^2 - 2^k - 2k . \quad (73)$$

Cette seconde propriété implique que la variance est constante dans une sphère ayant le même centre que le domaine. Le Tableau 24 donne les valeurs de α et n_0 qui conduisent à ces deux propriétés, ainsi que le nombre d'essais résultants pour un nombre de facteurs donné.

Tableau 24. Valeurs de α et n_0 en fonction du nombre de facteurs donnant au plan composite centré les propriétés d'isovariance par rotation et variance uniforme.

Nombre de facteurs	2	3	4	5
Valeur de α	1,414	1,682	2	2,378
n_0	5	6	7	10
Nombre d'essais	13	20	31	52

La propriété de pseudo-orthogonalité tend à rapprocher la matrice de dispersion d'une matrice orthogonale. Elle est non-compatible avec la propriété de variance uniforme. La condition sur α et n_0 pour obtenir cette propriété est :

$$\alpha = \left(\frac{2^k (\sqrt{2^k + 2k + n_0} - \sqrt{2^k})^2}{4} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (74)$$

Le Tableau 25 donne les valeurs de α qui assurent la propriété de pseudo-orthogonalité, en fonction du nombre de points au centre n_0 et de facteurs.

Tableau 25. Valeurs de α en fonction de n_0 et du nombre de facteurs donnant au plan composite centré la propriété de pseudo-orthogonalité.

Nombre de facteurs	2	3	4	5
$n_0 = 1$	1	1,215	1,414	1,596
$n_0 = 2$	1,078	1,287	1,483	1,662
$n_0 = 3$	1,1147	1,353	1,547	1,724
$n_0 = 4$	1,21	1,414	1,607	1,784

Lors de l'analyse des résultats du plan d'expérience, il est intéressant d'identifier quels sont les facteurs significatifs sur la réponse. Pour ce faire, une analyse de la variance (aussi appelée ANOVA) est réalisée et utilise des tests statistiques connus, tels que le test de Fischer ou le test de Student. Le lecteur peut se référer au livre de Maurice Pillet [Pillet 97] pour plus de détails sur cette partie.

La méthodologie des plans d'expériences a fait ses preuves dans l'industrie et a un champ d'application vaste. Les plans complets sont intéressants pour dégager rapidement les effets des facteurs et interactions sur la réponse mais deviennent coûteux lorsqu'il s'agit d'identifier un modèle d'ordre élevé. On privilégie alors l'utilisation d'un plan composite centré. Le paragraphe suivant décrit deux travaux de thèse qui traitent de l'optimisation du procédé de pliage avec cette méthode.

1.2.2 Application des plans d'expériences au procédé de pliage

Dans sa thèse, Bahloul [Bahloul 05] étudie l'optimisation d'un procédé de pliage en tombé de bord. Il met en œuvre un plan d'expérience complet dont les deux facteurs sont le rayon de la matrice et le jeu entre le poinçon et la tôle. Chaque facteur est testé sur quatre niveaux. Les réponses qui sont étudiées au moyen de ce plan sont l'effort maximal de pliage et le retour élastique. Chaque réponse est modélisée par un polynôme de degré 4 prenant en compte les effets d'interaction entre facteurs. Des surfaces de réponse sont construites afin d'évaluer l'évolution de chaque réponse dans le domaine de variation des facteurs. Deux optimisations indépendantes sont menées pour minimiser l'effort maximal de pliage et le retour élastique. L'auteur compare le jeu de facteurs optimal obtenu pour l'expérience réelle et la simulation. La simulation est réalisée sous Abaqus par la méthode de résolution implicite. Le comportement du matériau suit un modèle élastoplastique avec un endommagement isotrope de Lemaître programmé dans une routine UMAT. Le maillage est constitué d'éléments hexaédriques à intégration complète C3D8. Pour la force maximale de pliage, l'auteur ne trouve pas la même valeur optimale pour le facteur rayon de la matrice, mais l'écart entre l'effort maximal optimisé expérimentalement et par la simulation est inférieur à 1 %. Pour le retour élastique, le jeu de facteurs optimal est identique mais la simulation prévoit moins de retour élastique qu'en réalité. L'écart entre les réponses optimales est inférieur à 9 %. L'auteur conclut que ces écarts sont dus à la non prise en compte de données dans le modèle numérique relatives à la température, la vitesse et la lubrification.

Lepadatu [Lepadatu 06] réalise des travaux de thèse portant sur l'optimisation des procédés de mise en forme par pliage à 90°, extrusion et emboutissage. Les plans d'expériences sont purement numériques et emploient le logiciel Abaqus. Pour le pliage, il construit un premier plan d'expérience complet où la réponse est le retour élastique et cinq facteurs à deux niveaux sont testés :

- le rayon de pliage,
- l'épaisseur,
- le jeu entre le poinçon et la tôle,
- la longueur du flan,
- la nuance d'acier.

Les simulations utilisent des éléments en déformations planes à intégration complète CPE3 et CPE4, une méthode de résolution implicite, le frottement suit un modèle de Coulomb avec un

coefficient de frottement valant 0,1 et le comportement du matériau est élastoplastique. Il en déduit que les facteurs les plus influents sont dans l'ordre décroissant le jeu, le rayon de pliage, l'épaisseur et enfin le matériau. La longueur du flan n'a aucune influence. Il construit alors un second plan complet pour une seule nuance d'acier et l'analyse des résultats montre que l'ordre d'influence des facteurs est modifié. Le rayon de pliage a un effet plus important que le jeu ou l'épaisseur. Il vérifie ensuite par un test statistique que l'hypothèse d'un effet quadratique sur le modèle est valide. Donc, pour modéliser au mieux le procédé, il ajoute à ce second plan complet un essai au centre et des essais hors-axes qui forment donc un plan composite centré avec $n_0 = 1$ et $\alpha = 1,682$, assurant ainsi l'isovariance par rotation du plan. L'analyse de ce plan confirme l'effet quadratique. Dans un second temps, il réitère le plan composite centré en ajoutant des points peu décalés au centre du domaine pour estimer la variabilité des réponses au centre. La valeur du décalage est calculée à 0,046 d'après plusieurs simulations numériques. Dans ce cas, $n_0 = 6$ donc le plan possède en plus la propriété de précision uniforme. Cette modification aboutit à une amélioration du modèle en apportant des informations supplémentaires sur certains effets quadratiques. Il apporte donc une solution pour améliorer la performance des plans d'expériences composites centrés purement numériques. En effet, pour ce type de plans d'expériences, l'expérimentateur ne peut généralement définir qu'un point au centre car la solution numérique est théorique et donne un résultat identique pour un même jeu de paramètres.

Les plans d'expérience peuvent donc être utilisés pour évaluer l'influence relative des paramètres réels du procédé de pliage sur le retour élastique. Les travaux de Bahloul ont montré que les plans d'expériences sont efficaces pour optimiser un effort de pliage ou le retour élastique. Il s'agit maintenant de vérifier que cette méthode permet également de trouver les paramètres d'outillages pour l'obtention d'une géométrie cible. Cette vérification est réalisée en appliquant la méthode des plans d'expériences sur le cas d'école du pliage en V.

2 Optimisation du pliage en V

Cette étude a été menée en début de préparation de thèse pour valider la faisabilité d'un couplage entre la méthode d'optimisation par plans d'expériences et la simulation numérique et de l'application d'un plan d'expériences composite centré pour optimiser le pliage. De ce fait, le lot matière utilisé n'est pas celui caractérisé dans le chapitre 2 de cette thèse. Il s'agit toujours d'un acier C67S, mais d'épaisseur 0,5 mm. De plus, au moment de l'étude, la procédure de caractérisation des matériaux n'était pas aussi complète que celle présentée au chapitre 2. Cette optimisation est toutefois détaillée ci-dessous car toute la démarche reste valable même si la caractérisation du matériau n'est pas optimale.

Le comportement plastique est modélisé par un critère de plasticité isotrope et le module d'Young n'est pas identifié d'après la méthode proposée au chapitre 2. En effet, au

moment de l'étude, la mise en évidence de la courbure précoce de la courbe de traction de l'acier recuit et la non-connaissance de la dépendance du module d'Young à la déformation plastique nous ont conduit à identifier le module sur une charge effectuée après un essai de charge-décharge à 1% de déformations [Pouzols 07]. Le Tableau 26 résume les paramètres du modèle de comportement du matériau déterminés et la Figure 83 donne les courbes de référence pour des vitesses de déformations croissantes.

Tableau 26. Paramètres du modèle de comportement du C67S non-trempé épaisseur 0,5 mm

Nuance	Acier C67S non-trempé épaisseur 0,5 mm
Module d'Young	184 GPa
Coefficient de Poisson	0,3
Critère de plasticité	Isotrope de von Mises
Courbes de référence	Dépendantes de la vitesse de déformation entre $\dot{\epsilon} = 2,4.10^{-3} s^{-1}$ et $\dot{\epsilon} = 0,19 s^{-1}$

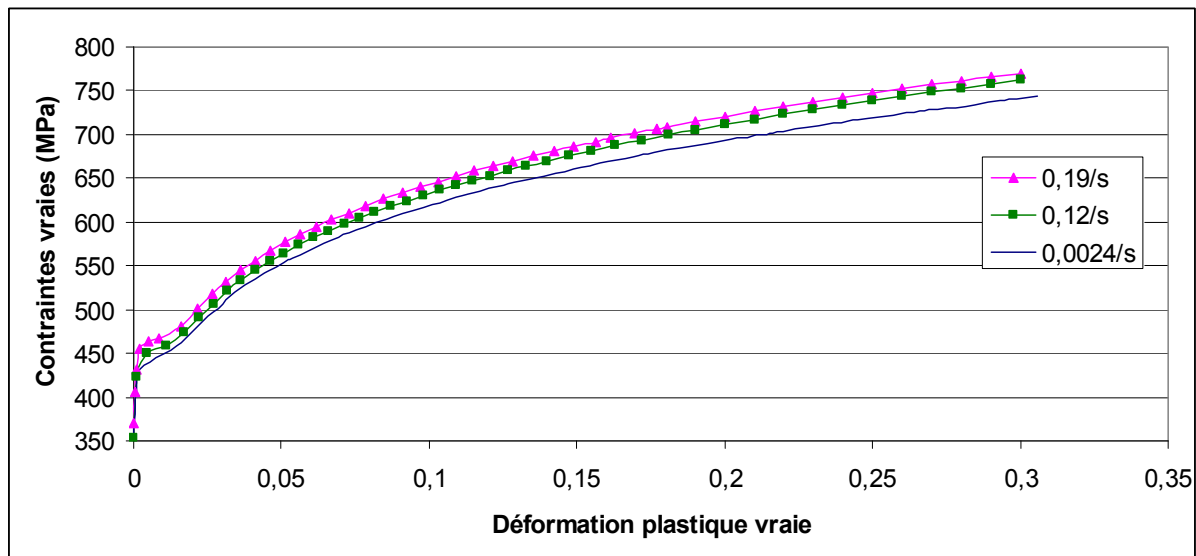


Figure 83. Courbes de référence en fonction de la vitesse de déformation (en s^{-1}) pour le C67S non-trempé épaisseur 0,5 mm.

Des essais expérimentaux en fond de matrice ont été réalisés sur la machine de traction du service qualité en vue de valider la simulation numérique. L'outillage est celui présenté au chapitre 3 pour la flexion en l'air : la matrice en V dont l'angle d'ouverture vaut 84° et une pige de diamètre 25 mm. Les conditions d'essais sont les mêmes que pour la flexion en l'air. Seule la course de la pige est modifiée pour pousser le flan en fond de matrice et vaut 18,57 mm. Cinq essais dans les mêmes conditions expérimentales sont effectués. Pour chaque essai, l'angle après retour élastique défini sur la Figure 48 est relevé. L'angle moyen vaut $101,7^\circ$ avec un écart-type de $2,3^\circ$.

Le modèle numérique de pliage en V en fond de matrice est construit sous Abaqus en conservant pratiquement tous les paramètres du modèle pour la flexion en l'air décrit au

chapitre 3, sauf la course de la pige. La simulation numérique prédit un angle après retour élastique de $100,8^\circ$ soit une erreur relative de 0,88 %.

L'objectif de l'optimisation consiste à atteindre une géométrie cible, qui est définie comme ayant les dimensions de l'outillage de flexion. Cette géométrie est représentée sur la Figure 84, son angle d'ouverture est donc égal à 84° et son rayon après retour élastique vaut 12,5 mm.

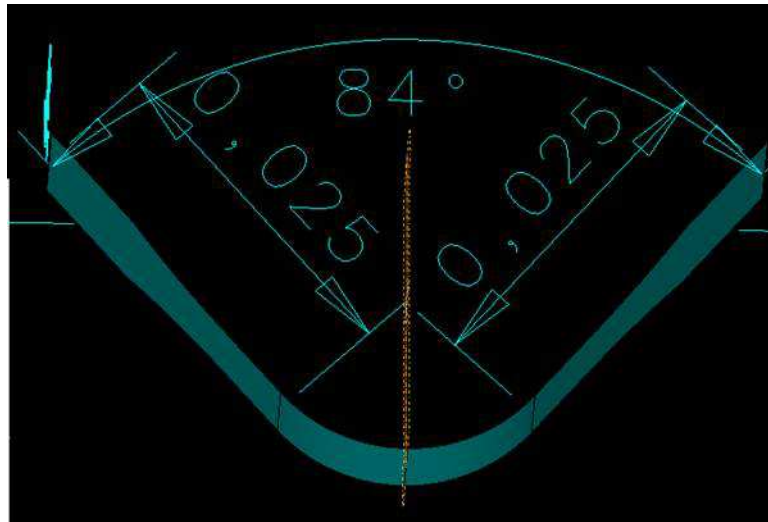


Figure 84. Géométrie cible de l'éprouvette après retour élastique.

Trois facteurs sont choisis :

- le diamètre de la pige noté D ,
- l'angle d'ouverture du V de la matrice noté A ,
- l'estampage en bout de course noté E .

Un plan composite centré est défini, avec $\alpha = 1,414$ et $n_0 = 1$, donc il a uniquement la propriété de pseudo-orthogonalité. La table d'essais générique est donnée par le Tableau 27 .

Tableau 27. Matrice des essais du plan composite centré avec $\alpha = 1,414$ et $n_0 = 1$.

N° simulation	Diamètre	Angle	Estampage
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			
11			
12			
13			
14			
15			

-1

1

0

-1,414

1,414

Les valeurs des trois facteurs pour les niveaux sont déterminées en s'appuyant sur le résultat de l'expérience de flexion en V en fond de matrice. Nous avons vu que l'angle après retour élastique formé par l'éprouvette mise en forme par l'outillage initial ($101,7^\circ$) est beaucoup trop important par rapport à la cible (84°). Les valeurs des facteurs D et A au niveau 1 valent celles de l'outillage initial. Les valeurs de ces facteurs pour le niveau -1 ont été estimées arbitrairement en se donnant une marge de sécurité suffisante pour que la solution du problème d'optimisation soit dans l'intervalle de valeurs testées. Enfin, on estime qu'en production, la valeur maximale du facteur d'estampage est inférieure au dixième de millimètres donc on fixe la valeur de ce facteur au niveau 1,414 à 0,1. On définit arbitrairement une valeur nulle d'estampage pour le niveau -1. Les valeurs de D, A et E aux autres niveaux du plan se calculent à partir de ces données. Ces valeurs sont résumées dans le Tableau 28.

Tableau 28. Valeurs des facteurs aux niveaux du plan composite centré.

	-1,414	-1	0	1	1,414
D (en mm)	15,34	17	21	25	26,66
A (en °)	55,03	60	72	84	88,96
E (en mm)	-0,0171	0	0,0414	0,0828	0,1

Abaqus offre la possibilité de construire des études paramétriques au moyen d'un script en Python (d'extension .psf pour Python scripting file). Les différentes combinaisons de facteurs sont définies dans ce script. Puis un fichier input (d'extension .inp) « template » est créé à partir du fichier ayant servi pour la corrélation avec l'expérience, où une section en début de fichier *PARAMETER est ajoutée pour définir les différents paramètres pilotés dans

la simulation. Ces paramètres sont ensuite appelés dans le corps du fichier input pour modifier la géométrie de la pige, de la matrice, le positionnement des différents outillages et la course de la pige.

L'exécution du script Python entraîne l'écriture par Abaqus des fichiers input correspondant aux essais de la matrice d'expériences, puis le lancement successif des calculs.

Les résultats des simulations numériques, l'angle après retour élastique, constituent les réponses du plan d'expérience. La suite de logiciels Ellipse développée par Maurice Pillet est utilisée pour l'analyse du plan. La table des réponses est reproduite dans le Tableau 29.

Tableau 29. Table des réponses.

N° simulation	Diamètre (en mm)	Angle (en °)	Estampage (en mm)	Réponse (en °)
1	17	60	0	74,5
2	17	60	0,0828	69,87
3	17	84	0	94,84
4	17	84	0,0828	88,53
5	25	60	0	81,11
6	25	60	0,0828	76,95
7	25	84	0	100,64
8	25	84	0,0828	92,94
9	21	72	0,0414	82,15
10	15,34	72	0,0414	76,53
11	26,66	72	0,0414	87,15
12	21	55,03	0,0414	67,79
13	21	88,96	0,0414	97,55
14	21	72	-0,0172	89,54
15	21	72	0,1	81,36

Le modèle polynômial recherché a la forme suivante :

$$Y = \beta_0 + \beta_1 D + \beta_2 A + \beta_3 E + \beta_{11} D^2 + \beta_{22} A^2 + \beta_{33} E^2 + \beta_{12} DA + \beta_{13} DE + \beta_{23} AE, \quad (75)$$

où les coefficients du modèle sont calculés par la méthode des moindres carrés.

Après l'analyse de la variance réalisée par le logiciel Ellipse et l'élimination des termes non significatifs sur la réponse, celle-ci s'écrit :

$$Y = 12,021 + 0,81D + 0,81A - 160E + 1096,63E^2 + \varepsilon. \quad (76)$$

On constate que les interactions n'ont pas d'effets significatifs sur la réponse. De plus, seul le facteur d'estampage a un effet quadratique sur la réponse. Cependant, les valeurs aux niveaux permis par l'estampage sont faibles donc cet effet est faible sur la réponse.

Le modèle décrit bien la réponse car le facteur de corrélation R^2 calculé lors de l'analyse de la variance vaut 98,9 % ce qui est confirmé par la faible valeur des résidus qui sont également calculés par Ellipse (Figure 85).

	D	A	E	Rep 1	Y prédit	résidus	rés std
1	17.00	60.00	0.00	74.5	75.03	0.53	0.43
2	17.00	60.00	0.08	69.87	68.61	-1.26	-1.01
3	17.00	84.00	0.00	94.84	94.47	-0.37	-0.30
4	17.00	84.00	0.08	88.53	88.05	-0.48	-0.39
5	25.00	60.00	0.00	81.11	81.52	0.41	0.33
6	25.00	60.00	0.08	76.95	75.10	-1.85	-1.49
7	25.00	84.00	0.00	100.64	100.95	0.31	0.25
8	25.00	84.00	0.08	92.94	94.53	1.59	1.28
9	21.00	72.00	0.04	82.15	82.44	0.29	0.23
10	15.34	72.00	0.04	76.53	77.85	1.32	1.06
11	26.66	72.00	0.04	87.15	87.03	-0.12	-0.10
12	21.00	55.03	0.04	67.79	68.70	0.91	0.73
13	21.00	88.97	0.04	97.55	96.18	-1.37	-1.10
14	21.00	72.00	0.00	89.54	87.99	-1.55	-1.24
15	21.00	72.00	0.10	81.36	82.59	1.23	0.98

Symbolisation des couleurs

Résidu faible (inférieur à 2 s) ==> c'est normal

Résidu élevé (supérieur à 2 s) ==> vérifier cet essai

Résidu très fort ==> c'est probablement une valeur aberrante

Figure 85. Tableau de l'analyse des résidus effectuée par Ellipse.

Une première méthode pour déterminer l'ordre d'influence des facteurs est de comparer les coefficients des termes du premier ordre du modèle (76) reformulé en intégrant les variables centrées réduites :

$$Y = 82,59 + 3,243D' + 9,717A' - 2,865E' + 1,879E'^2 + \varepsilon. \quad (77)$$

Pour la flexion en V en fond de matrice, le facteur angle d'ouverture de la matrice est donc le plus influent sur la réponse, suivi du diamètre de la pige puis de l'estampage. De plus, on peut déduire du modèle (77) que l'angle après retour élastique est d'autant plus grand :

- que le diamètre de la pige est grand,
- que l'angle d'ouverture de la matrice est grand,
- que l'estampage est faible.

La première déduction est en accord avec la formule (48) du modèle analytique donnant le rayon après retour élastique en fonction du rayon de pliage, du moment fléchissant, du moment quadratique et des paramètres élastiques. Pour expliquer la seconde, il faut définir la relation entre l'angle et le rayon dans le cas du pliage en fond de matrice. Si l'angle d'ouverture de la matrice est A, alors l'angle d'enroulement de la tôle autour de la pige est l'angle supplémentaire ($\pi-A$). Après retour élastique, l'angle d'ouverture de la tôle est A_{RE} et son rayon est R' . On considère qu'il n'y a pas d'estampage donc la longueur pliée est constante et est égale en chaque instant au produit du rayon par l'angle d'enroulement. On a donc :

$$(\pi - A)R = (\pi - A_{RE})R' . \quad (78)$$

L'angle après retour élastique vaut donc :

$$A_{RE} = \pi - (\pi - A) \frac{R}{R'} , \quad (79)$$

ce qui conduit à la seconde déduction du modèle issu du plan d'expériences.

Enfin, la dernière déduction confirme l'effet de l'érouissage local sur le retour élastique que nous avons évoqué au chapitre 3.

Les surfaces de réponse tracées sur les Figure 86, Figure 87 et Figure 88 confirment ce qui a été déduit du modèle. Pour chaque surface de réponse, le troisième facteur est fixé à sa valeur au niveau 0.

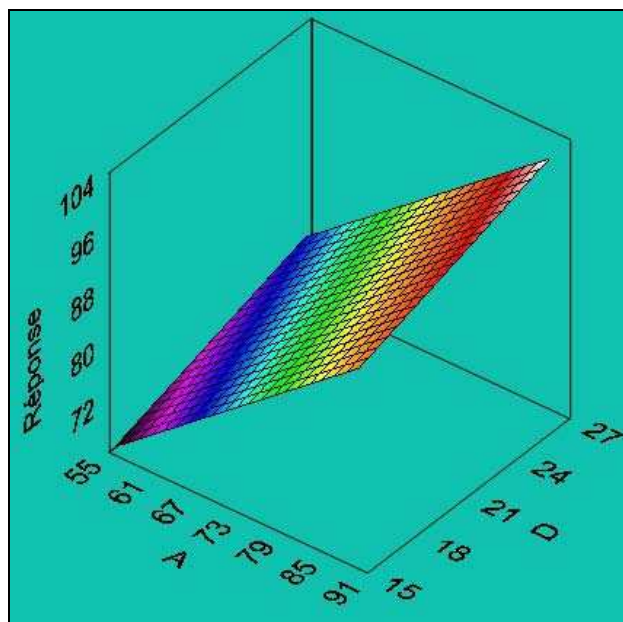


Figure 86. Surface de réponse en fonction du diamètre de la pige (D) et de l'angle d'ouverture de la matrice (A) quand l'estampage vaut 0,0414 mm.

La comparaison des pentes de la surface de réponse en fonction du facteur D et du facteur A (Figure 86) permet de confirmer que l'angle d'ouverture de la matrice influe plus sur la réponse que le diamètre de la pige.

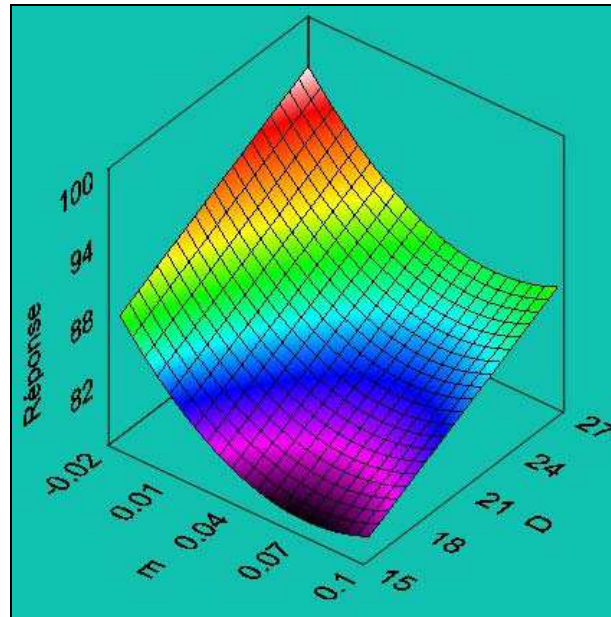


Figure 87. Surface de réponse en fonction du diamètre de la pige (D) et de l'estampage (E) quand l'angle d'ouverture de la matrice vaut 72°.

La surface de réponse en fonction du facteur D et du facteur E (Figure 87) montre la position de la courbure induite par l'effet quadratique du facteur d'estampage sur la réponse. On remarque que l'angle minimum est obtenu lorsque le diamètre est à sa valeur minimale avec un estampage positif inférieur à la valeur maximale que nous avons testée. On en conclut donc que pour avoir un retour élastique moindre, il faut utiliser une faible valeur d'estampage en bout de course (environ $1/10^{\text{ème}}$ de l'épaisseur). Cette conclusion est confirmée par la Figure 88.

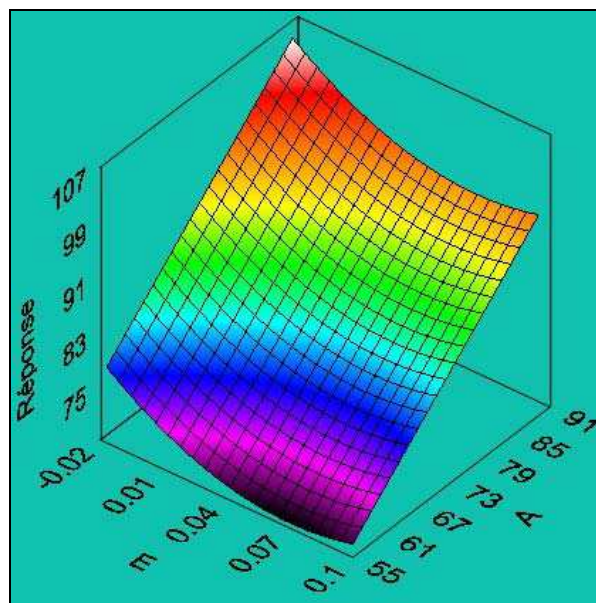


Figure 88. Surface de réponse en fonction de l'angle d'ouverture de la matrice (A) et de l'estampage (E) quand le diamètre de la pige vaut 21 mm.

La résolution du problème d'optimisation est réalisée par Ellipse qui calcule les valeurs optimales pour les trois facteurs. A cette solution est associée une valeur de la désirabilité. La désirabilité détermine dans quelle mesure une combinaison de facteurs satisfait à l'objectif demandé. Elle est comprise entre 0 et 1, où 1 représente le cas idéal et 0 indique qu'une ou plusieurs réponses se situent en dehors des limites acceptables. Les résultats de l'optimisation par Ellipse sont donnés dans le Tableau 30.

Tableau 30. Valeurs des facteurs optimaux calculés par Ellipse, réponse prédite et valeur de la désirabilité.

Diamètre (en mm)	Angle (en °)	Estampage (en mm)	Désirabilité	Réponse prédite (en °)
22,091	64,27	-0,006	1	83,998

Un nouveau fichier .psf comprenant les valeurs optimales est écrit et la simulation de la flexion avec les paramètres modifiés pour atteindre la géométrie cible est lancée. Le résultat de cette simulation est reporté dans le Tableau 31 ainsi que l'écart avec la réponse prévue par le modèle.

Tableau 31. Ecart entre le résultat de la simulation numérique avec les valeurs optimisées des facteurs et la réponse du modèle.

Modèle	83,998 °
Simulation numérique	83,18 °
Ecart	0,97 %

Cette première étude a permis de valider la faisabilité de l'optimisation de l'outillage d'un procédé de pliage grâce à un plan d'expériences mené avec la simulation numérique. Le plan composite centré a mis en évidence un effet quadratique du facteur d'estampage. L'écart entre la prédiction de l'angle optimisé par le modèle résultant du plan d'expériences et la simulation numérique est faible. Pour finaliser cette étude, il serait intéressant de conforter ces résultats par une campagne d'essais expérimentaux avec l'outillage réel optimisé, ce qui n'a pas été fait faute de temps.

3 Optimisation de la bague anti-fluage

Nous avons vu dans le chapitre 4 que le premier mode prépondérant de la bague anti-fluage en P-FLEX est le mode 1 d'ouverture de la bague. L'optimisation de la géométrie des outillages est donc découplée en deux phases. Dans un premier temps, ce premier mode est optimisé en utilisant une variante de la méthode de compensation du retour élastique qui se rapproche de celle du Displacement Adjustment. A la fin de cette pré-optimisation, la méthode de Décomposition Modale Discrète est appliquée pour déterminer le nouveau spectre modal de la bague. A partir de ce spectre, les modes prépondérants sont relevés et une seconde phase d'optimisation a pour objectif de minimiser ces modes. Cette phase

d'optimisation revient donc à minimiser les défauts de forme de la bague. Pour ce faire, un plan d'expériences composite centré est construit où les facteurs et réponses sont les modes prépondérants de la bague.

3.1 Optimisation du mode d'ouverture par la méthode de compensation du retour élastique

L'objectif de cette première optimisation est d'obtenir le diamètre extérieur nominal de la bague, c'est-à-dire 12,9 mm. La géométrie de l'outillage est simplement décrite par le diamètre d'enclume et les rayons des poinçons. De ce fait, la méthode de Displacement Adjustment telle qu'elle est définie par Gan et Wagoner n'est pas appliquée localement mais plutôt globalement. Donc, la modification des outillages porte essentiellement sur le diamètre de l'enclume et les rayons des poinçons et non sur le déplacement indépendant de chaque nœud à la surface de l'outillage. Nous avons ajouté un coefficient de sécurité à la méthode en corrigeant l'outillage non pas de l'écart entre la pièce cible et la pièce simulée mais de la moitié de cet écart.

La boucle d'optimisation mise en place est donc la suivante :

- une première simulation de conformation avec l'outillage initial est réalisée par la méthode de résolution explicite,
- le retour élastique est simulé par la méthode de résolution implicite,
- le diamètre extérieur simulé est calculé par la méthode des moindres carrés,
- l'écart entre le diamètre cible et le diamètre simulé est calculé,
- la moitié de cet écart est compensée sur l'outillage.

Cette boucle s'arrête quand l'écart entre la pièce cible et la pièce simulée ou la compensation à apporter à l'outillage est inférieur au centième de millimètre en raison de la précision de l'usinage. Le modèle numérique est celui décrit dans le chapitre 4 Tableau 14 pour le P-FLEX en déformations planes avec 10 éléments dans l'épaisseur.

A chaque itération, la compensation modifie trois paramètres liés du modèle numérique qui sont le diamètre de l'enclume, les rayons des poinçons et la longueur du flan. Le diamètre de l'enclume et les rayons des poinçons sont diminués de la moitié de l'écart. En simulation, on considère que la longueur du flan maximale L_{\max} est déterminée par la relation :

$$L_{\max} = R_n \theta , \quad (80)$$

où R_n est le rayon de pliage rapporté à la fibre neutre et θ est l'angle d'enroulement défini Figure 89.

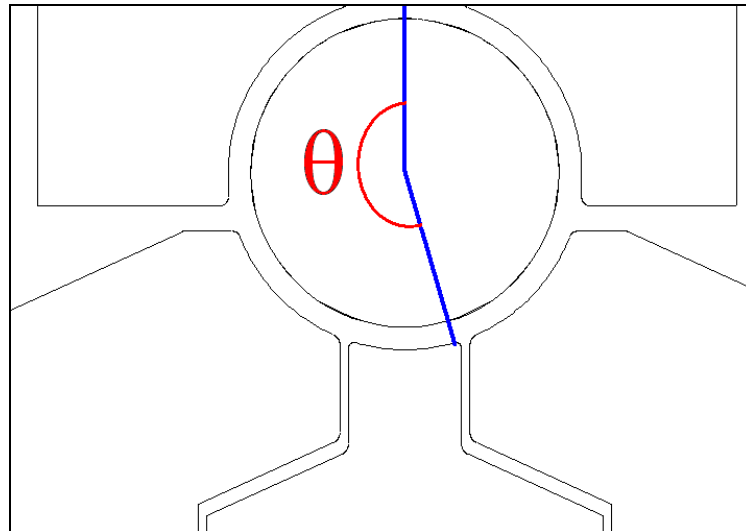


Figure 89. Définition de l'angle d'enroulement.

Au cours de la boucle d'optimisation, θ est supposé constant. Sa valeur est déterminée par l'application de (80) sur les paramètres de l'outillage initial. Le rapport rayon de pliage sur épaisseur étant supérieur à 5, la fibre neutre est située au milieu de l'épaisseur, donc $R_n = 5,77$ mm et $L_{\max} = 19,72$ mm. On en déduit que θ vaut 3,42 radians.

La programmation de cette boucle sur Abaqus est partiellement automatisée par l'emploi de scripts Python. Un premier script permet de générer le modèle avec les nouveaux paramètres et un second script récupère à la fin du calcul les coordonnées du profil extérieur de la bague. Ensuite, ces coordonnées sont exploitées par un programme écrit sous Scilab qui calcule le diamètre par la méthode des moindres carrés, l'écart entre la pièce cible et la pièce simulée et la valeur de la compensation. La Figure 90 résume la procédure d'optimisation mise en place.

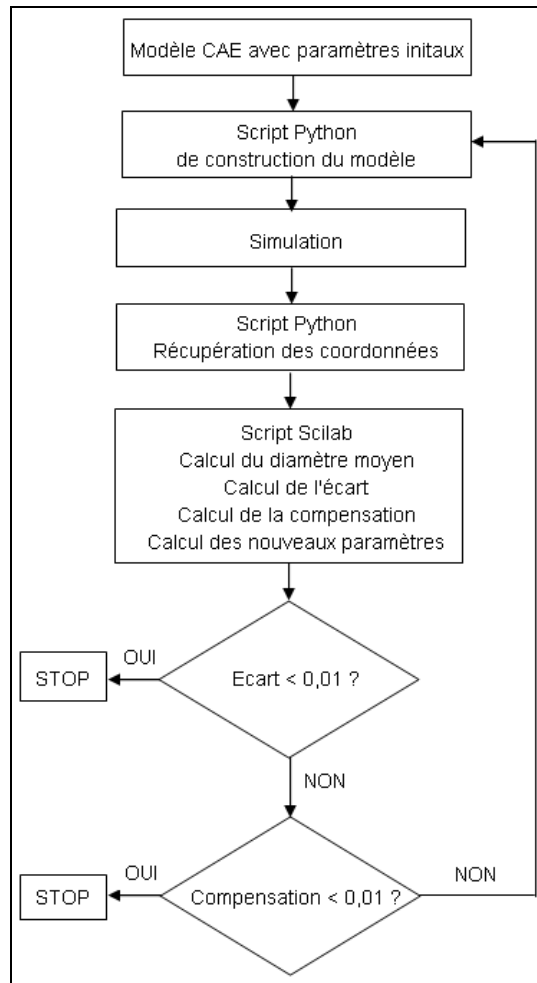


Figure 90. Procédure d'optimisation de la bague anti-fluage.

Après quatre itérations, la compensation calculée est inférieure au centième de millimètre donc la procédure est terminée. Le diamètre après retour élastique vaut 12,91 mm soit un centième de millimètre d'écart avec la pièce cible. Le Tableau 32 reprend les résultats des itérations de la boucle.

Tableau 32. Résultats des itérations de la boucle d'optimisation.

	Diamètre enclume (en mm)	Diamètre bague (en mm)	Longueur du flan (en mm)	Ecart (en mm)	Compensation (en mm)
Simulation initiale	10,74	13,81	19,72	0,91	0,455
Itération 1	10,285	13,25	18,98	0,35	0,175
Itération 2	10,11	13,03	18,68	0,13	0,065
Itération 3	10,045	12,95	18,56	0,05	0,025
Itération 4	10,02	12,91	18,52	0,01	

Une première conclusion de cette pré-optimisation est que cette méthode de compensation du retour élastique est simple à mettre en œuvre et fournit rapidement les paramètres optimisés de l'outillage.

La seconde conclusion porte sur la validation du changement de matière pour la bague. En effet, bien que le diamètre de la cible soit atteint, il s'avère que la diminution de la longueur du flan entraîne une cote d'entrefer hors tolérances. Elle est de 5,07 mm alors que sa cote nominale vaut 3 mm avec une tolérance de $\pm 0,3$ mm. Donc, en ne tenant compte que des dimensions au plan, cette référence de bague ne doit pas être produite en P-FLEX. Cependant, cette question reste ouverte car il serait bon de vérifier par une simulation de la bague en fonctionnement si cette nouvelle géométrie satisfait au cahier des charges fonctionnel qui consiste principalement en une tenue à un couple de serrage de 10 N.m^{-1} .

A partir de cette géométrie pré-optimisée, une nouvelle procédure d'optimisation est menée, avec comme objectif la minimisation des défauts de forme. La méthode d'optimisation utilisée dans cette nouvelle étude est celle des plans d'expériences.

3.2 Optimisation des modes prépondérants par un plan d'expérience composite centré

Pour résoudre ce problème d'optimisation, un plan d'expérience composite centré est choisi. Ce type de plan couplé à la simulation numérique et à la méthode de Décomposition Modale Discrète a déjà été validé pour l'optimisation de la forme d'un flan mis en forme par emboutissage [Ledoux 07] en vue de la minimisation des cornes d'anisotropie.

Dans un premier temps, il convient de recenser les facteurs du plan et de définir leurs niveaux. Pour ce faire, la méthode de Décomposition Modale Discrète est appliquée à partir des coordonnées du profil extérieur de la bague pré-optimisée. Le vecteur des écarts résiduels entre la pièce cible de diamètre 12,9 mm et la pièce pré-optimisée est décomposé dans la base modale d'un segment de droite. Le spectre modal correspondant est donné sur la Figure 91.

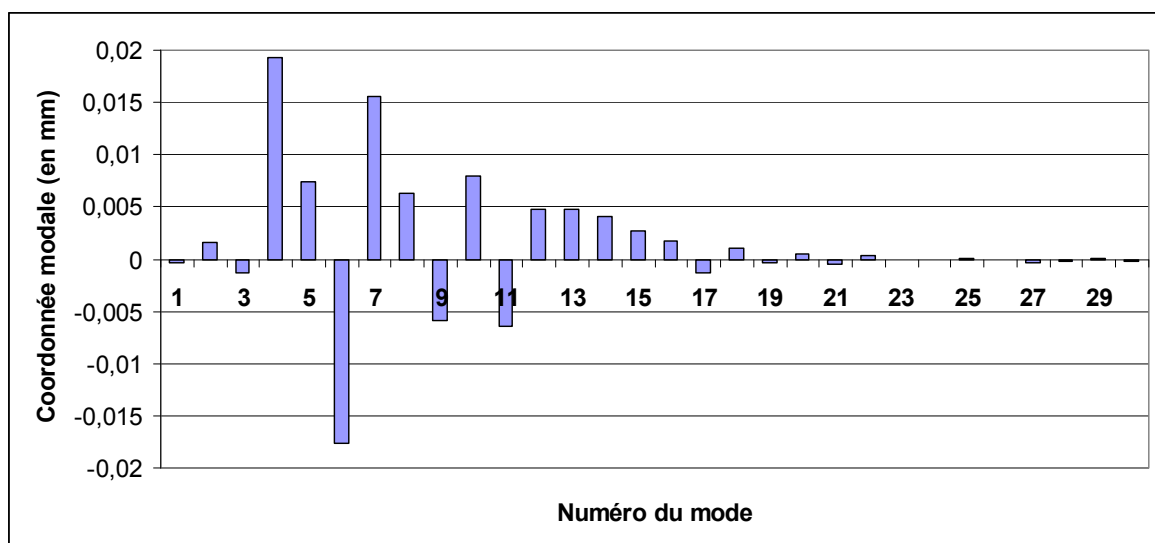


Figure 91. Spectre modal de la bague pré-optimisée.

Nous avons décidé de définir comme facteurs les modes dont la valeur absolue de leur coordonnée modale est supérieure au centième de millimètre. Il y a donc trois facteurs qui sont les coordonnées modales des modes 4, 6 et 7 et qui sont notées M4, M6 et M7. Les valeurs des niveaux sont identiques pour les trois facteurs et sont résumées dans le Tableau 33.

Tableau 33. Valeurs des facteurs pour les différents niveaux du plan composite centré.

	-1,414	-1	0	1	1,414
Mode 4 (en mm)	-0,4242	-0,03	0	0,03	0,4242
Mode 6 (en mm)	-0,4242	-0,03	0	0,03	0,4242
Mode 7 (en mm)	-0,4242	-0,03	0	0,03	0,4242

La table des simulations à réaliser est donnée par le Tableau 34.

Tableau 34. Table des essais du plan composite centré.

N° simulation	Mode 4 (en mm)	Mode 6 (en mm)	Mode 7 (en mm)
1	-0,03	-0,03	-0,03
2	-0,03	-0,03	0,03
3	-0,03	0,03	-0,03
4	-0,03	0,03	0,03
5	0,03	-0,03	-0,03
6	0,03	-0,03	0,03
7	0,03	0,03	-0,03
8	0,03	0,03	0,03
9	0	0	0
10	-0,4242	0	0
11	0,4242	0	0
12	0	-0,4242	0
13	0	0,4242	0
14	0	0	-0,4242
15	0	0	0,4242

Le modèle numérique de référence est celui de l'itération 4 de la pré-optimisation. Les formes d'enclume ont été calculées par Hugues Favrelière puis sont utilisées pour modifier le modèle numérique de référence. Les formes des poinçons sont également modifiées. La longueur du flan est inchangée car le diamètre moyen de l'enclume est constant. A la fin de chaque simulation, les coordonnées du profil extérieur de la bague sont récupérées grâce à un script Python. La Décomposition Modale Discrète est appliquée et fournit le spectre modal. Un premier constat est que la variation des modes 4, 6 et 7 a un effet sur les autres modes comme le montre le spectre modal de la simulation n°7 (Figure 92).

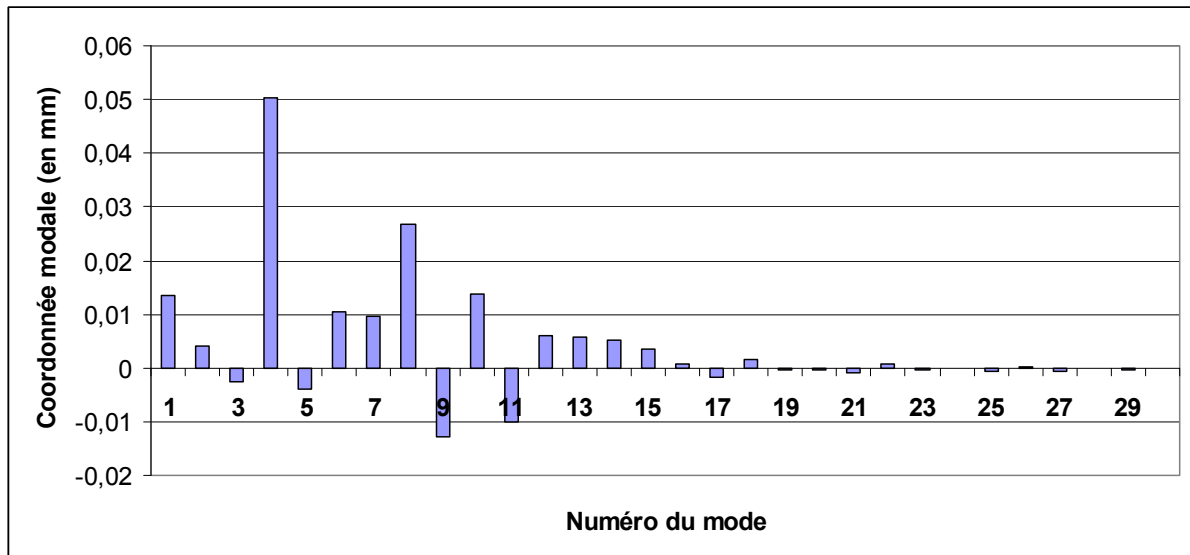


Figure 92. Spectre modal de la simulation n°7.

Pour cette simulation, les cinq premiers modes prépondérants de la bague sont les modes 4, 8, 10, 1 et 9. Le problème d'optimisation n'est donc pas aussi simple que prévu. Il faut considérer comme réponses du plan d'expériences d'autres modes que les modes choisis comme facteurs. Dans un premier temps sont recensés les modes dont le maximum de la valeur absolue des coordonnées modales sur l'ensemble des simulations est supérieur au centième de millimètre. Il faut donc définir neuf réponses du plan qui sont les coordonnées modales des modes 1, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10 et 11, notées MR1, MR4, MR5, MR6, MR7, MR8, MR9, MR10 et MR11.

Pour chaque réponse, le modèle polynômial recherché est de la forme :

$$Y = \beta_0 + \beta_1 M4 + \beta_2 M6 + \beta_3 M7 + \beta_{11} M4^2 + \beta_{22} M6^2 + \beta_{33} M7^2 + \beta_{12} M4M6 + \beta_{13} M4M7 + \beta_{23} M6M7 \quad (81)$$

Les coefficients des modèles sont calculés par le logiciel Ellipse et l'analyse de la variance est réalisée pour éliminer les termes non significatifs sur la réponse. Tous les modèles ont un coefficient de corrélation R^2 supérieur à 98,2 %. Les modèles identifiés pour chaque réponse sont donnés ci-dessous.

$$MR1 = -3,51.10^{-3} + 0,22M4 + 0,47M6 - 0,27M7 + 4,15M4^2 - 5,58M6^2 - 3,34M7^2 - 4,96M4M6 + 7,97M6M7 \quad (82)$$

$$MR4 = 1,77.10^{-2} + 0,85M4 + 9,5.10^{-2} M6 - 0,19M7 + 1,6M4^2 - 1,47M7^2 + 2,94M6M7 \quad (83)$$

$$MR5 = 7,56.10^{-3} - 0,31M4 - 9,29.10^{-2} M6 - 8,49.10^{-2} M7 - 1,65M7^2 - 0,85M4M7 + 1,69M6M7 \quad (84)$$

$$MR6 = -1,71.10^{-2} + 0,2M4 + 0,66M6 - 1,42.10^{-2} M7 + 1,05M7^2 - 0,98M6M7 \quad (85)$$

$$MR7 = 1,6.10^{-2} - 0,14M4 + 0,45M6 + 0,53M7 + 0,48M4^2. \quad (86)$$

$$MR8 = 5,95.10^{-3} - 9,62.10^{-2} M4 + 0,24M6 - 0,53M7 - 0,35M6M7. \quad (87)$$

$$MR9 = -5,37.10^{-3} + 4,81.10^{-2} M4 - 0,12M6 + 0,19M7 + 0,36M4^2 + 0,42M6^2. \quad (88)$$

$$MR10 = 7,98.10^{-3} - 4,47.10^{-2} M4 + 0,11M6 - 0,1M7 + 0,42M7^2 + 0,36M4M6 + 0,31M6M7. \quad (89)$$

$$MR11 = -6,7.10^{-3} + 1,91.10^{-2} M4 - 4,78.10^{-2} M6 + 8,23.10^{-2} M7 - 0,22M4^2. \quad (90)$$

Pour résoudre le problème d'optimisation, une nouvelle fonction objectif est définie par la somme des carrés des coordonnées modales :

$$F = MR1^2 + MR4^2 + MR5^2 + MR6^2 + MR7^2 + MR8^2 + MR9^2 + MR10^2 + MR11^2. \quad (91)$$

La minimisation de cette fonction revient à la minimisation des coordonnées modales.

La résolution du problème d'optimisation est réalisée par Ellipse. Les valeurs optimales des facteurs ainsi que la désirabilité sont résumées dans le Tableau 35.

Tableau 35. Valeurs des facteurs optimaux calculés par Ellipse, réponse prédite et valeur de la désirabilité.

M4 (en mm)	M6 (en mm)	M7 (en mm)	Désirabilité	F prédit (en mm ²)
-9,85.10 ⁻³	8,99.10 ⁻³	-9,85.10 ⁻³	2,9.10 ⁻²	9,71.10 ⁻⁴

On constate que la désirabilité est très faible, ce qui signifie que l'optimisation n'est pas satisfaisante. Les réponses prédites par les modèles (81) à (91) avec le jeu de facteurs optimal et regroupées dans le Tableau 36 confirment ce constat car les coordonnées modales prédites pour les modes 4, 5 et 6 sont supérieures au centième de millimètre.

Tableau 36. Réponses prédites avec le jeu de facteurs optimisé

	Réponses prédites (en mm)
MR1	-7,37.10 ⁻³
MR4	1,06.10 ⁻²
MR5	1,22.10 ⁻²
MR6	-2,49.10 ⁻²
MR7	8,13.10 ⁻³
MR8	9,88.10 ⁻³
MR9	-6,57.10 ⁻³
MR10	8,49.10 ⁻³
MR11	-7,30.10 ⁻³

La méthode mise en place pour l'optimisation des modes n'aboutit pas à des résultats satisfaisants. Une première hypothèse est que le choix de trois facteurs n'est peut-être pas

suffisant. Cependant, augmenter le nombre de facteurs n'est pas envisageable car le nombre de simulations du plan d'expériences deviendrait critique. La seconde hypothèse est que la bague anti-fluage n'est peut être pas un cas d'application pertinent car les défauts mesurés sont relativement faibles et au même niveau. Il serait intéressant d'appliquer l'optimisation avec la mesure des défauts par décomposition modale discrète sur une pièce qui présente plusieurs plis complexes. Dans ce cas, il y aurait certainement quelques modes qui se distingueraient plus que dans le cas de la bague anti-fluage, qui a une géométrie simple.

4 Conclusion

Ce chapitre décrit les méthodes d'optimisation couplées à la simulation numérique mises en place au cours de cette thèse. Une méthode de compensation du retour élastique a été définie pour l'optimisation de l'outillage de la bague anti-fluage car la géométrie des outillages est liée à un seul paramètre qui est le diamètre de l'enclume. Cette méthode présente l'avantage d'atteindre la solution en un faible nombre d'itérations pour le cas de la bague anti-fluage. En améliorant la boucle d'optimisation par la création d'un seul script Python pour remplacer les deux scripts existants et le programme Scilab, elle sera rapidement transférable à l'entreprise.

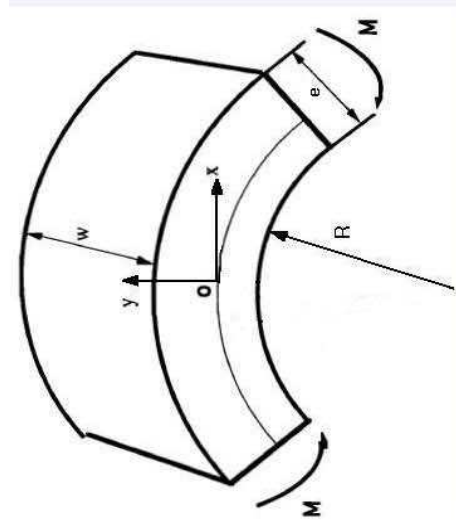
La seconde méthode déployée utilise les plans d'expérience. Cet outil est très intéressant lorsque la géométrie des outillages est définie par plusieurs paramètres. Cette méthode a été testée une première fois avec succès pour optimiser la géométrie d'un pliage en V conduisant à une pièce avec un angle cible après retour élastique. De plus, l'utilisation d'un plan pour surfaces de réponse tels que le plan composite centré a permis de visualiser graphiquement les effets de chaque paramètre testé sur le retour élastique. Cependant, l'application de cette méthode pour l'optimisation des défauts de forme de la bague n'est pas concluante, sûrement car le nombre de facteurs du plan n'est pas suffisant ou l'amplitude des modes de la bague sont trop faibles et tous du même ordre de grandeur.

Conclusion générale et perspectives

L'objectif de l'étude décrite dans ce mémoire de thèse est d'optimiser des opérations industrielles de pliage d'aciers non alliés spéciaux par la méthode des éléments finis. En effet, la mise en forme des tôles par pliage est suivie d'un retour élastique qui à l'heure actuelle est maîtrisé de manière empirique dans l'entreprise A.Raymond, ce qui engendre des coûts considérables de mise au point des outillages. Il s'agit par conséquent de proposer une démarche scientifique applicable dans l'industrie pour optimiser la géométrie des outillages grâce à la prédiction, par la modélisation du procédé de pliage, du retour élastique des tôles. Cette démarche a été appliquée pour optimiser l'outillage de mise en forme d'une bague anti-fluage, qui est une pièce standard d'A.Raymond, pour un acier C60S trempé de désignation commerciale P-FLEX, pressenti pour remplacer la nuance d'acier actuelle qui est le C67S.

Une campagne d'essais expérimentaux de mise en forme des bagues anti-fluage sur une presse à coulisseaux multiples a été menée. La géométrie expérimentale de référence des bagues après retour élastique est décrite par son diamètre extérieur mais également par les défauts de sa surface extérieure qui sont mesurés par la méthode de Décomposition Modale Discrète.

Deux types de modélisation du procédé ont été étudiés : la modélisation analytique et la modélisation numérique. L'analyse des modèles analytiques montre que ceux-ci sont aboutis mais ne s'appliquent que sous certaines conditions qui dépendent des dimensions de la tôle (largeur et épaisseur) et des paramètres de pliage (rayon de pliage, conditions de contact, tension de la tôle). Leur principal inconvénient est leur formulation du problème en déformations planes, qui restreint leur application aux cas des pièces de grande largeur relativement à leur épaisseur, ce qui est rare chez A.Raymond. C'est pourquoi la simulation numérique par éléments finis est incontournable dans notre démarche. Contrairement à l'impression première, le pliage est une opération finalement complexe à simuler par rapport à une opération d'emboutissage car les conditions aux limites sont beaucoup moins contraignantes et les retours élastiques plus importants, ce qui laisse beaucoup de degrés de liberté à la pièce. Cette analyse nous a permis de recenser pour chaque cas de pliage les modèles analytiques et numériques, parmi ceux que nous avons étudiés, qui peuvent s'appliquer pour traiter ce problème. Cette synthèse est représentée par la carte heuristique de la Figure 93. Le modèle éléments finis avec les éléments volumiques est logiquement applicable dans tous les cas de pliage, mais cette carte permet de choisir rapidement, lorsque c'est possible, une alternative plus économique en temps de calcul.



0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45 46 47 48 49 50 51 52 53 54 55 56 57 58 59 60 61 62 63 64 65 66 67 68 69 70 71 72 73 74 75 76 77 78 79 80 81 82 83 84 85 86 87 88 89 90 91 92 93 94 95 96 97 98 99

Le modèle complet de pliage nécessite de modéliser finement le comportement du matériau. Les deux nuances d'acier sont caractérisées essentiellement par essais de traction avec mesure des déplacements par la méthode de corrélation d'images afin de sélectionner le modèle de comportement adéquat. Le retour élastique étant fortement conditionné par le module d'Young, une attention particulière a été apportée à son identification. Les déformations calculées à partir des mesures de l'extensomètre et des jauges de déformation dans la zone élastique d'un essai de traction monotone n'ont pas permis de déterminer ce paramètre pour le C67S du fait de la microplasticité de ce matériau. La méthode retenue est de calculer une moyenne des modules d'Young identifiés sur les charges d'un essai de 50 cycles de charge-décharge dans la zone élastique où les déformations sont mesurées par l'extensomètre. De plus, il a été mis en évidence que ce paramètre dépend de la déformation plastique. La prise en compte de l'évolution du module d'Young dans le modèle numérique est réalisée par l'appel de routines VUSDFLD et USDFLD. Un des apports de ce travail de thèse pour l'entreprise est la meilleure connaissance des matériaux qu'elle utilise, par la construction d'une base de données qui est utilisée pour construire les modèles numériques mais également pour conseiller les concepteurs dans un choix matériau.

Deux modèles numériques de mise en forme de la bague anti-fluage ont été proposés : le premier est formulé dans le cadre d'hypothèses de déformations planes et le second modélise de façon générale le problème dans l'espace tridimensionnel. Les conditions de mise en œuvre du procédé réel sont traduites aussi bien que possible en conditions aux limites, notamment en ce qui concerne la cinématique de pliage qui est définie via un modèle d'amplitude smooth step. Une étude de l'influence du nombre d'éléments dans l'épaisseur sur le retour élastique pour le modèle en déformation planes a montré que ce paramètre était important pour prédire au mieux le retour élastique. La confrontation des résultats de la simulation numérique avec la géométrie expérimentale de référence montre que les deux modèles reproduisent avec précision le diamètre des bagues après retour élastique. Par contre, l'amplitude des défauts de forme de la géométrie de référence ne sont pas retrouvées. Pour améliorer le modèle numérique, il faudrait être capable de modéliser les paramètres réels du procédé avec le même degré de précision que les résultats recherchés (de l'ordre du centième de millimètre). Toutefois, les paramètres réels ne sont pas répétables d'une production sur l'autre donc la recherche d'une telle précision sur la simulation ne peut se faire sans une meilleure maîtrise de ces paramètres dans la réalité.

La comparaison des durées de calcul de ces deux modèles nous a amené à choisir le modèle en déformations planes pour réaliser l'optimisation des outillages. Une méthode de compensation du retour élastique est appliquée pour obtenir le diamètre cible de la bague avec le matériau P-FLEX. La forme optimisée des outillages est déterminée après quatre itérations et confirme la faisabilité de la pièce. Néanmoins, dans cette configuration, la cote d'entrefer n'est pas respectée donc pour valider le changement de matière, il faudrait valider la conformité au cahier des charges fonctionnel de cette nouvelle géométrie. La méthode des plans d'expériences a également été mise en place. Elle est validée pour le cas d'école de la

flexion en V. Elle permet non seulement d'optimiser les outillages mais également d'améliorer la connaissance du procédé grâce à l'analyse des surfaces de réponse. La mise en œuvre de ces deux méthodes est facilitée par des scripts Python pour la modification du modèle numérique et la récupération de ces résultats.

En résumé, les points forts de la démarche sont :

- la caractérisation des défauts de forme d'une pièce par la méthode de Décomposition Modale Discrète,
- la caractérisation des matériaux par essais de traction avec la mesure des déformations par la méthode de corrélation d'images,
- le recensement des modélisations possibles du procédé de pliage et leur guide d'emploi,
- le développement d'un modèle éléments finis sous Abaqus du procédé de pliage,
- la mise en œuvre de méthodes d'optimisation couplées à l'outil de simulation numérique.

Perspectives

Une première perspective à court terme de cette étude est le transfert des compétences se rapportant à la caractérisation des matériaux, la simulation numérique du pliage et l'optimisation des outillages. Actuellement, l'entreprise A.Raymond dispose uniquement d'une machine de traction et d'un extensomètre pour la caractérisation des matériaux. Un projet de machine portable de caractérisation est en cours au laboratoire SYMME et a pour ambition l'intégration de la caractérisation des matériaux sur la ligne de production des entreprises, ce qui permettra à l'industriel de mieux appréhender son process.

Une seconde perspective à court terme est de valider une seconde fois la démarche d'optimisation des outillages sur une autre référence de bague anti-fluage. Une fois cette validation faite, une procédure sera établie pour l'application de cette méthode à toutes les références de bagues. Le but est de fournir à l'outilleur le diamètre de l'enclume à utiliser pour chaque nouveau lot matière. En effet, comme expliqué au chapitre 1, lors de la mise au point de l'outillage à chaque nouveau lot matière, l'outilleur ne modifie que le diamètre de l'enclume pour des raisons économiques. Il dispose donc d'un jeu d'enclumes pour chaque référence. Dans notre étude, nous avons modifié le diamètre de l'enclume ainsi que les rayons des poinçons car le but était de déterminer la géométrie d'un outillage spécifique pour une nouvelle matière. Il est envisagé d'écrire un script Python qui pilote toute la boucle d'optimisation.

D'autres perspectives peuvent être envisagées dans les domaines de la simulation numérique et de la caractérisation des matériaux.

Nous avons proposé d'identifier le module d'Young sur des essais cyclés de charge-décharge dans la zone élastique. Cette méthode ayant donné satisfaction, on pourrait maintenant mesurer également le coefficient de Poisson grâce aux jauges de déformation avec ce type d'essai.

Un écrouissage isotrope a été considéré pour les deux matériaux caractérisés dans cette thèse. Cette hypothèse est valable pour décrire le comportement de la bague en pliage car elle est mise en forme par un chargement monotone. Cependant, si l'on souhaite par la suite simuler le pliage sur des outils à suivre, il faudrait identifier les paramètres du modèle d'un écrouissage cinématique.

Actuellement, les simulations des pièces en fonctionnement pour valider ou optimiser les conceptions des produits sont réalisées à partir d'une géométrie de pièce vierge de contraintes et d'un modèle de comportement du matériau qui emploie un module d'Young constant, donc indépendant de la déformation plastique. Ces hypothèses sont valables pour les aciers subissant un traitement thermique de trempe après la mise en forme car cette étape a pour but de relaxer les contraintes de la pièce. Cependant, ces hypothèses sont rejetées pour les aciers inoxydables ou les aciers pré-trempés comme le P-FLEX. En interne, nous avons constaté, par la confrontation avec des essais réels, que les efforts d'introduction et d'arrachement des clips prédits par la simulation numérique avec ces hypothèses étaient supérieurs aux efforts réels pour ce type de matériau. Il serait donc intéressant de coupler les simulations de pliage et de fonctionnement en important dans la seconde les champs de déformation et contrainte de la première car les efforts prédits seraient diminués.

Nous avons énoncé dans l'introduction du chapitre 5 les types d'optimisation menées sur le procédé de pliage et cette étude n'en a traité qu'un : la recherche d'une géométrie cible. Il pourrait être envisageable d'utiliser par exemple la méthode des plans d'expériences pour déterminer quelle est la meilleure combinaison des paramètres réels minimisant le retour élastique et ainsi aider les concepteurs d'outillages à définir de nouvelles règles de conception.

Bibliographie

- [Ashwell 50] D. Ashwell (1950), The anticlastic curvature of rectangular beams and plates, *Journal of Royal Aeronautical Society*, (54), 708-715.
- [Ashwell 52] D. Ashwell. (1952), A characteristic type of instability in the large deflections of elastic plates, *Proceedings of Royal Society of London*, A(214), 98-118.
- [Azaouzi 07] M. Azaouzi. (2007), Modélisation et optimisation numérique de l'emboutissage de pièces de précision en tôlerie fine, Thèse de doctorat, INP Lorraine.
- [Bahloul 05] R. Bahloul (2005), Optimisation du procédé de pliage sur presses de pièces en tôles à haute limite d'élasticité, Thèse de doctorat, ENSAM Centre d'Angers.
- [Bakhshi-Jooybari 09] M. Bakhshi-Jooybari, B. Rahmani, V. Daezadeh et A. Gorji (2009), The study of spring-back of CK67 steel sheet in V-die and U-die bending processes, *Materials & Design*, 30(7), 2410-2419, doi:10.1016/j.matdes.2008.10.018.
- [Box 78] G.E. Box, W.G. Hunter, J.S. Hunter (1978), Statistics for experimenters: an introduction to design, data analysis, and model building, Wiley.
- [Burchitz 08] I.A. Burchitz (2008), Improvement of springback prediction in sheet metal forming, Ph.D. Thesis, Université de Twente.
- [Carden 02] W.D. Carden, L.M. Geng, D.K. Matlock et R.H. Wagoner (2002), Measurement of springback, *International Journal of Mechanical Sciences*, 44(1), 79-101, doi:10.1016/S0020-7403(01)00082-0.
- [Cho 03] J.R. Cho, S.J. Moon, Y.H. Moon, S.S. Kang (2003), Finite element investigation on spring-back characteristics in sheet metal U-bending process, *Journal of Materials Processing Technology*, 141, 109-116.
- [Conway 65] H. Conway et W. Nickola (1965), Anticlastic action of flat sheets in bending, *Experimental Mechanics*, 5(4), 115-119, doi:10.1007/BF02323948.
- [Crafoord 70] R. Crafoord (1970), Plastic sheet bending, PhD thesis Chalmers University of Göteborg, Suède.
- [De Vin 00], L.J. De Vin (2000), Curvature prediction in air bending of metal sheet, *Journal of Materials Processing Technology*, 100, 257-261.

- [Dumoulin 03] S. Dumoulin, L. Tabourot, C. Chappuis, P. Vacher et R. Arrieux (2003), Determination of the equivalent stress-equivalent strain relationship of a copper sample under tensile loading, *Journal of Materials Processing Technology*, 133, 79-83.
- [Favrelière 09] H. Favrelière (2009), Tolérancement modal. De la métrologie vers les spécifications, Thèse de Doctorat, Université de Savoie.
- [Fei 06] D. Fei et P. Hodgson (2006), Experimental and numerical studies of springback in air v-bending process for cold rolled TRIP steels, *Nuclear Engineering and Design*, 236(18), 1847–1851.
- [Fisher 25] R.A. Fisher (1925), Statistical Methods for Research Workers, Oliver and Boyd.
- [Gan 04] W. Gan et R.H. Wagoner (2004), Die design method for sheet springback, *International Journal of Mechanical Sciences*, 46, 1097-1113.
- [Grèze 09] R. Grèze (2009), Etude expérimentale et numérique du retour élastique des alliages d'aluminium après emboutissage, Thèse de Doctorat, Université de Bretagne-Sud.
- [Hecker 71] F.W. Hecker (1971), Beitrag zur Ermittlung von Fließkurven im Verdrehversuch, *Archiv. Für das Eisenhüttenwesen*, 42, 813.
- [Heller 06] B. Heller et M. Kleiner (2006), Semi-analytical process modelling and simulation of air bending, *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, 41(1), 57-80.
- [Hibbit 09] Hibbit, Karlsson et Sorensen, Inc. (2009), Abaqus User's Manual, Version 6.9 Documentation.
- [Hill 48] R. Hill (1948), A theory of the yielding and plastic flow of anisotropic metal, *Proceedings of Royal Society of London*, A(193), 281-297.
- [Hill 50] R. Hill (1950), The mathematical theory of plasticity, Oxford.
- [Huang 07] Y. Huang (2007), Finite element analysis on the V-die coining bend process of steel metal, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 34(3), 287-294, doi:10.1007/s00170-007-1054-4.
- [Incandela 06] O. Incandela (2006), Définition de protocoles rationnels d'identification de lois de comportement élastoplastiques : application à la simulation éléments finis d'opérations industrielles d'emboutissage, Thèse de Doctorat, Université de Savoie.

[Joseph 03] C.D. Joseph (2003), Experimental measurement and finite element simulation of springback in stamping aluminium alloy sheets for auto-body panel application, Thesis for the Degree of Master of Science in Mechanical Engineering, Mississippi State University, USA.

[Karafillis 96] A.P. Karafillis et M.C. Boyce (1996), Tooling and binder design for sheet metal forming processes compensating springback error, *International Journal of Machine Tools and Manufacturing*, 36 (4), 503-526.

[Koss 92] S. Koss (1992), Ecrouissage isotrope et anisotrope des aciers laminés soumis à de grandes déformations, Thèse de Doctorat, Université de Grenoble 1.

[Lamb 91] H. Lamb (1891), On the flexure of a flat elastic spring, *Philosophical Magazine*, (31), 182-195.

[Lankford 50] W.T. Lankford, S.C. Snyder et J.A. Bausher (1950), New criteria for predicting the press performance of deep drawing sheet, *Trans. ASM*, 42, pp. 1197-1205.

[Ledoux 07] Y. Ledoux, H. Favrelière et S. Samper (2007), Optimization of a classical stamping progression by modal correction of anisotropy ears, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 129, 1101-1108.

[Lee 83] H. Lee et H. Conway (1983), Bending and stretching an elastic strip around a narrow cylindrical drum, *IBM J.RES.DEVELOP.*, 27(6).

[Lemaître 85] J. Lemaître et J.L. Chaboche (1985), Mécanique des matériaux solides Dunod, Paris.

[Lepadatu 06] D. Lepadatu (2006), Optimisation des procédés de mise en forme par approche couplée plans d'expériences, éléments finis et surface de réponse, Thèse de doctorat, Université d'Angers.

[Leu 08] D.K. Leu et C.M. Hsieh (2008), The influence of coining force on spring-back reduction in V-die bending process, *Journal of Materials Processing Tech.*, 196(1-3), 230–235.

[Li 02] K.P. Li, W.P. Carden et R.H. Wagoner (2002), Simulation of springback, *International Journal of Mechanical Sciences*, 44, 103-122.

[Ling 05] Y.E. Ling, H.P. Lee et B.T. Cheok (2005), Finite element analysis of springback in L-bending, *Journal of Materials Processing Technology*, 168, 296-302.

- [Lingbeek 08] R.A. Lingbeek, W. Gan, R.H. Wagoner, T. Meinders et J. Weiher (2008), Theoretical verification of the displacement adjustment and springforward algorithms for springback compensation, *International Journal of Material Forming*, 1 (3), 159-168.
- [Ludwik 03] Ludwik (1903), Technologische Studie über Blechbiegung, *Technische Blätter*, pp. 133-159.
- [Marciniak 92] Z. Marciniak et J. Duncan (1992), Mechanics of Sheet Metal Forming, Edward Arnold, London.
- [Mkaddem 07a] A. Mkaddem et R. Bahloul (2007), Experimental and numerical optimisation of the sheet products geometry using response surface methodology, *Journal of Materials Processing Tech.*, 189(1-3), 441–449.
- [Mkaddem 07b] A. Mkaddem et D. Saidane (2007), Experimental approach and RSM procedure on the examination of springback in wiping-die bending processes, *Journal of Materials Processing Tech.*, 189(1-3), 325–333.
- [Morestin 93] F. Morestin (1993), Contribution à l'étude du retour élastique lors de la mise en forme des produits plats, Thèse de doctorat, INSA Lyon.
- [Morestin 96] F. Morestin et M. Boivin (1996), On the necessity of taking into account the variation in the Young modulus with plastic strain in elastic-plastic software, *Nuclear Engineering and Design*, 162, 107-116.
- [Pillet 97] M. Pillet (1997), Les plans d'expériences par la méthode Taguchi, Les Editions d'Organisation.
- [Pouzols 07] V. Pouzols (2007), Caractérisation fine des aciers trempants pour la simulation produit et process A.Raymond, Rapport de stage de Master 2, Université Joseph Fourier - Grenoble 1.
- [Proksa 58] F. Proksa (1958), Zur Theorie des plastischen Blechbiegens bei großen Formänderungen, Dissertation, Technische Hochschule Hannover.
- [Samper 03] S. Samper, H. Louche et P. Paccard (2003), Conception d'une cloche. Mise en place d'une démarche de simulation vibratoire, *Proceedings of the 3rd International Conference on Integrated Design and Production*.
- [Searle 08] G. Searle (1908), Experimental Elasticity: A Manual for the Laboratory, Cambridge University Press, Cambridge.

[Spittel 09] M. Spittel et T. Spittel (2009), Steel symbol/number: C67/1.0603, H. Warlimont (ed.), Springer Materials – The Landolt-Börnstein Database (<http://www.springermaterials.com>), Springer-Verlag Berlin Heidelberg, doi:10.1007/978-3-540-44760-3_33.

[Taguchi 85] G. Taguchi et Y. Wu (1985), Introduction to off-line quality control, Central Japan Quality Control Association.

[Tan 95] Z. Tan, B. Persson et C. Magnusson (1995), Plastic bending of anisotropic sheets, *International Journal of Mechanical Science*, 37(4), 405-421.

[Thipprakmas 08] S. Thipprakmas et S. Rojananan (2008), Investigation of spring-go phenomenon using finite element method, *Materials and Design*, 29(8), 1526–1532.

[Vacher 99a] P. Vacher, S. Dumoulin, F. Morestin et S. Mguil-Touchal (1999), Bidimensional strain measurement using digital images, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 213(8), 811-817, doi:10.1243/0954406991522428.

[Vacher 99b] P. Vacher A. Haddad et R. Arrieux (1999), Determination of the Forming Limit Diagrams Using Image Analysis by the Correlation Method, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 48(1), 227-230, doi:10.1016/S0007-8506(07)63171-0.

[Wang 93] Chuantao Wang (1993), Mechanics of bending, flanging, and deep drawing and a computer-aided modeling system for predictions of strain, fracture, wrinkling and springback in sheet metal forming., Ph.D. Thesis, Ohio State University.

[Wang 05] J.F. Wang, R.H. Wagoner, D.K. Matlock et F. Barlat (2005), Anticlastic curvature in draw-bend springback, *International Journal of Solids and Structures*, 42(5-6), 1287–1307.

[Web1 10] Site internet du groupe Misumi partie Technical Tutorials, disponible sur : <http://www.misumi-techcentral.com/tt/en/press/2010/03/033-basics-of-die-structure-9-basics-of-bending-die-structures.html> (consulté le 15 juillet 2010).

[Web2 10] Site internet des Lamineries Matthey SA, Page Tolérances dimensionnelles, disponible sur : <http://www.matthey.ch/index.php?id=toldim> (consulté le 20 janvier 2010)

[Wolter 50] K. Wolter (1950), Bildsames Biegen von Blechen um gerade Kanten, Dissertation TH Hannover.

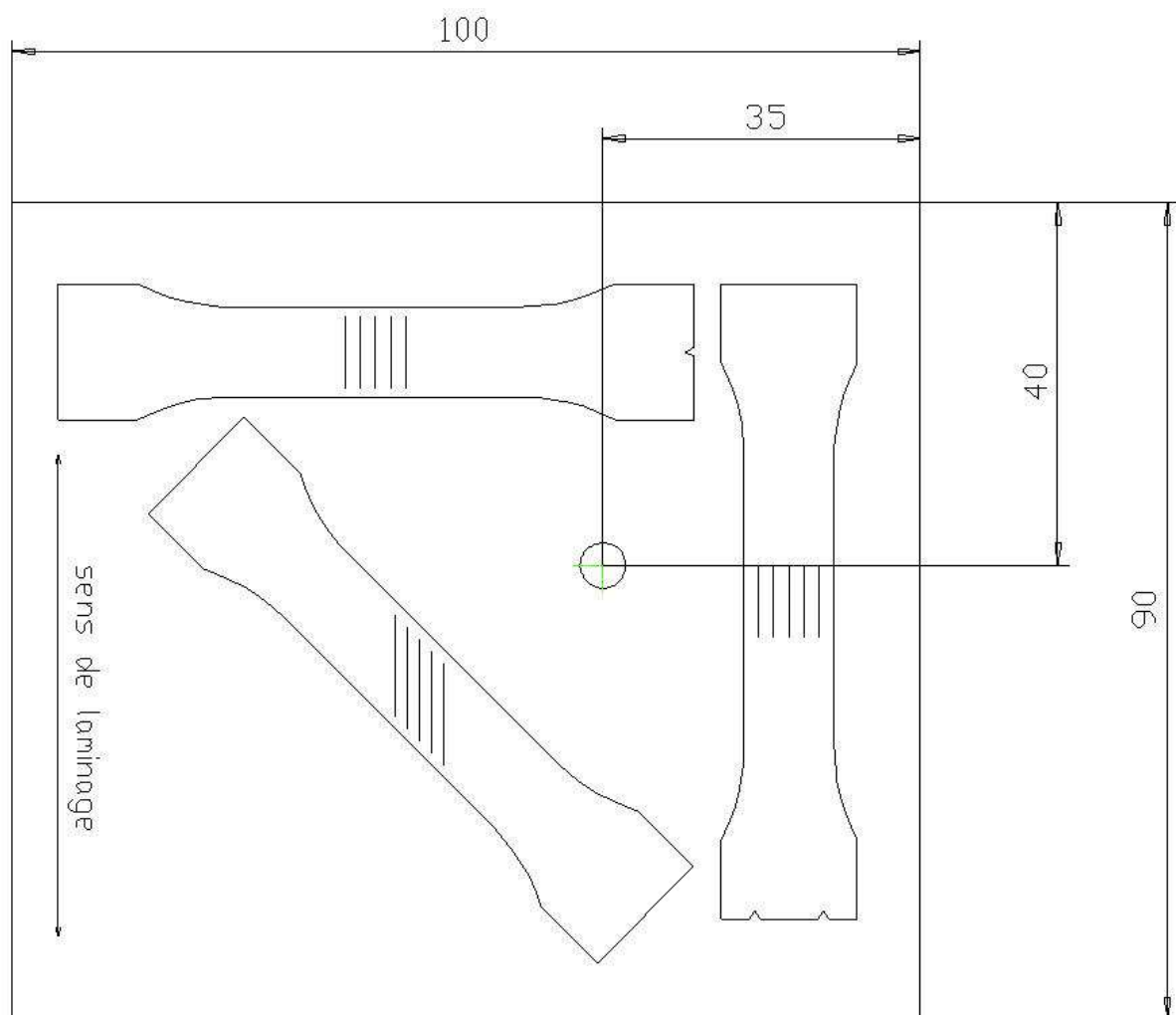
[Yoshida 03] F. Yoshida et T. Uemori (2003), A model of large-strain cyclic plasticity and its application to springback simulation, *International Journal of Mechanical Sciences*, 45, 1687-1702.

[Zang 07] S.L. Zang, J. Liang et C. Guo (2007), A constitutive model for spring-back prediction in which the change of Young's modulus with plastic deformation is considered, *International Journal of machine tools & manufacture*, 47, 1791-1797.

[Zhang 07] D. Zhang, Z. Cui, Z. Chen et X. Ruan (2007), An analytical model for predicting sheet springback after V-bending, *Journal of Zhejiang University-Science A*, 8(2), 237-244.

[Zhang 98] Z.T. Zhang et S. J. Hu (1998), Stress and residual stress distributions in plane strain bending, *International Journal of Mechanical Sciences*, 40(6), 533-543.

Annexe 1 – Dimensions du gabarit de découpe



Annexe 2 - Dimensions de la matrice utilisée dans l'expérience de pliage en l'air

